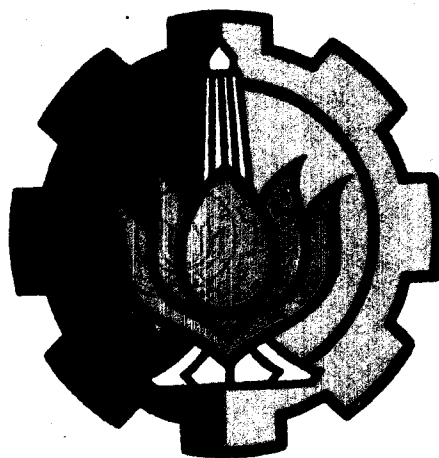


5685/45/H/93. ✓

TUGAS AKHIR I
TN 1701

PERPUSTAKAAN	
ITS	
Tgl. Terima	10 MAR 1993
Terima Oleh	A.
No. Angkutan	774 / TA.

TURBO-SHAFT GENERATOR COMPOUND SYSTEM
SEBAGAI ALTERNATIF PENGHEMATAN BAHAN BAKAR
PADA KM SMB II



PSKe
623.972 6
6ri
t-1
1993.

OLEH :
MADE MANIK GRIANTO

Nrp. 488 420 0184

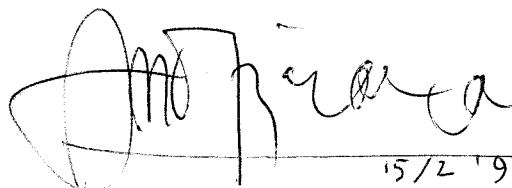
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
S U R A B A Y A
1993

**TUGAS AKHIR I
TN 1701**

**TURBO-SHAFT GENERATOR
COMPOUND SYSTEM
SEBAGAI ALTERNATIF PENGHEMATAN
BAHAN BAKAR PADA KM SMB II**

Mengetahui/Menyetujui

Dosen Pembimbing

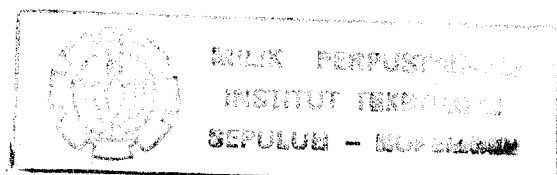


15/2 '93

Ir. Indrajaya G., MSc.

NIP. : 131128953

**JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
S U R A B A Y A
1993**





DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN

Kampus ITS Sukolilo Surabaya 60111 Telp. 597254 & 597274 Pos. 261-262 Tuluksari 60134

TUGAS AKHIR (TN 1701)

Nama : Made Manik Grianto NRP : 4884200184
Tanap : Sarjana Tahun Kuliah : 1991/1992
Tgl. diberikan Tugas : 2 April 1992 Tgl. diselesaikan Tugas : 2 Pebruari 1993

Data-data untuk Tugas :

1. Type Kapal : General Cargo 2. Kecepatan : 12 Knots
3. Radius Pelayaran : Indonesia - Jepang
4. Data-data lainnya : LOA = 90,40 m ; LWL = 86,75 m ; LPP = 84,31 m ;
Bmld = 14,09 m ; Hmld = 7,32 m ; T = 6,35 m

JENIS TUGAS :

A. Perencanaan Kamar Mesin/Sistem Perpipaan :

I. Tugas Wajib

1. Sistem pipa kapal (ship board systems)
 - 1.1. Sistem pipa ballast
 - 1.2. Sistem pipa bilga
 - 1.3. Sistem pipa sanitasi
 - 1.4. Sistem pipa kebakaran.
2. Sistem pipa mesin (propulsion systems)
 - 2.1. Sistem pipa bahan bakar
 - 2.2. Sistem pipa pelumas
 - 2.3. Sistem pipa pendingin
 - 2.4. Sistem pipa udara tekanan tinggi.
3. Perhitungan daya motor dan gambar tata letak kamar mesin (lay-out)
 - 3.1. Motor induk
 - 3.2. Motor bantu
 - 3.3. Tata letak kamar mesin (lay-out).

II. Tugas Tambahan (pilihlah satu)

1. Sistem pipa khusus :
 - 1.1.
2. Gambar Isometric untuk sistem pipa :
 - 2.1. Bahan bakar

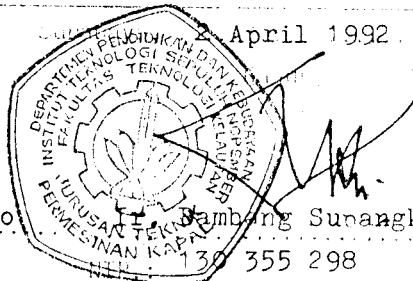
B. Karya Tulis (Skripsi) :

Kombinasi PTO (Power Take Off) dan PTI (Power take in) dari

Pemanfaatan Energi Exhaust gas Mesin Diesel Pengerak Kapal

Dosen pembimbing,

Mursiana,



Ir. Indra Jaya G., MSc.
NIP. : 131 128 953

Made Manik Grianto
NRP. : 4884200184

Sambang Sunangkat
NIP. : 130 355 298

TURBO-SHAFT GENERATOR COMPOUND SYSTEM
SEBAGAI ALTERNATIF PENGHEMATAN BAHAN BAKAR
PADA KM SMB II

A B S T R A K

KM SMB II, pada mulanya direncanakan menggunakan deisel generator untuk menyuplay total kebutuhan listrik pada semua kondisi operasi kapal, baik pada saat berlabuh, manuver, ataupun saat berlayar. Sebagai alternatif, direncanakan kemungkinan pemakaian turbo-shaft generator compound system untuk menyuplay daya listrik pada saat kapal berlayar.

Dalam perencanaan sistem ini, dihitung daya listrik yang dapat dihasilkan oleh turbo generator pada beberapa pembebanan mesin, dan dilakukan pengkajian pengaruh penggabungan/ pengkopelan antara turbo generator dengan sistem propulsi kapal.

Dengan sistem instalasi ini diharapkan dapat diperoleh penghematan bahan bakar yang cukup berarti.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kami panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Kuasa, karena berkat rahmat dan perkenan-NYA kami dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Tugas Akhir ini merupakan beban studi yang harus ditempuh oleh setiap mahasiswa sebagai persyaratan untuk mencapai gelar kesarjanaan teknik pada Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Tugas Akhir ini merupakan TUGAS AKHIR I, yang berupa karya tulis (skripsi).

Atas segala bantuan sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini, kami menyampaikan rasa hormat dan terima kasih yang sedalam-dalamnya kepada :

1. Bapak Ir. Soeweify M.Eng. , selaku Dekan Fakultas Teknologi Kelautan, ITS.
2. Bapak Ir. Bambang Supangkat , selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal, FTK, ITS.
3. Bapak Ir. Indrajaya G. MSc. , selaku Dosen Pembimbing.
4. Bapak Ir. Sardono S. , selaku Dosen Wali dan atas motivasinya.
5. Dosen-dosen di lingkungan Fakuitas Teknologi Kelautan ITS.

6. Segenap karyawan di lingkungan Fakultas Teknologi Kelautan, ITS.
7. Rekan-rekan sesama mahasiswa FTK, ITS.
8. Teman-temanku serumah-kost di Surabaya.
9. Orang tuaku, kakak, serta adik-adikku tercinta.

Surabaya, Februari 1993

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
SURAT TUGAS	
ABSTRAK	
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR NOTASI	vi
DAFTAR TABEL	vii
DAFTAR GAMBAR	viii
DAFTAR LAMPIRAN	ix
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang Masalah	1
1.2 Tujuan Penulisan	4
1.3 Batasan Permasalahan	4
1.4 Metode Penulisan	5
BAB II DATA DAN PERUMUSAN MASALAH	
2.1 Data-data	6
2.2 Permasalahan	7
BAB III TINJAUAN UMUM	
3.1 Pemakaian Daya Listrik di Kapal	10
3.2 Jenis-jenis Generator di Kapal	10
3.2.1 Diesel Generator	11
3.2.2 Shaft Generator	11
3.2.3 Turbo Generator dengan Turbin Uap	15
3.3 Tinjauan Umum tentang Ketel Uap	16
3.3.1 Klasifikasi Ketel Uap	17

3.3.2 Pemilihan Ketel Uap	18
3.4 Exhaust Gas Boiler	19
BAB IV DASAR TEORI	
4.1 Dasar Teori Sistem Turbin Uap	23
4.1.1 Siklus Rankine	23
4.1.2 Penyimpangan Siklus Ideal	24
4.2 Dasar-dasar Perencanaan Exhaust Gas Boiler	26
4.2.1 Balans Energi	26
4.2.2 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh	27
4.2.3 Faktor Pengotoran	29
4.2.4 Beda Suhu Rata-rata (LMTD)	30
4.2.5 Pressure Drop	31
4.3 Karakter Mesin dan Propeller	32
BAB V PEMBAHASAN MASALAH	
5.1 Menentukan Kondisi Uap yang Optimum	33
5.1.1 Termodinamika Sistem	33
5.1.2 Hasil Perhitungan	40
5.2 Analisa Pada Pembebanan Mesin yang Berubah-ubah	42
5.3 Analisa Penggabungan Antara Turbo Generator dengan Shaft Generator	43
5.3.1 Analisa Pada Kondisi Operasi CSR	43
5.3.2 Kondisi Operasi Minimum	43
5.3.3 Kondisi Operasi Maksimum	45
5.4 Analisa Penghematan Bahan Bakar	47
5.5 Perencanaan Exhaust Gas Boiler	48
BAB VI KEIMPULAN DAN SARAN	
6.1 Kesimpulan	57

6.2 Saran-saran	58
BAB VII PENUTUP	59
DAFTAR PUSTAKA	60
LAMPIRAN-LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gb. 1.1 : Penggabungan turbo generator dengan PTO mesin induk.....	3
Gb. 2.1 : Instalasi Turbo Generator Compound System.....	7
Gb. 3.1 : Beberapa alternatif pemasangan shaft generator....	12
Gb. 3.2 : Layout mesin-propeller (FP) - Shaft generator....	14
Gb. 3.3 : Skema suatu sistem turbo generator.....	15
Gb. 3.4 : Double-pass Exhaust gas Cochran Boiler.....	20
Gb. 3.5 : Double-pass Alternately-fired Exhaust gas Cochran Boiler.....	20
Gb. 3.6 : Foster Wheeler Exhaust gas Heat Exchanger.....	21
Gb. 3.7 : Sectional view of Spanner Composite Boiler.....	21
Gb. 3.8 : Composite Thimbe Tube Boiler.....	22
Gb. 3.9 : Clarkson Thimbe Tube Boiler.....	22
Gb. 4.1 : Siklus Rankine suatu sistem tenaga uap.....	23

DAFTAR LAMPIRAN

- LAMPIRAN 1 : Perhitungan termodinamika sistem pada beberapa tekanan kerja boiler dalam kondisi uap jenuh.
- LAMPIRAN 2 : Perhitungan termodinamika sistem pada beberapa tekanan kerja boiler dalam kondisi uap kering.
- LAMPIRAN 3 : Perhitungan pada pembebanan mesin yang berubah-ubah.
- LAMPIRAN 4 : Perhitungan pada pembebanan mesin 63% MCR.
- LAMPIRAN 5 : Tabel Uap Jenuh (Saturated Steam)
- LAMPIRAN 6 : Tabel Uap Kering (Superheated Steam)
- LAMPIRAN 7 : Grafik temperature vs enthalpi dari exhaust gas
- LAMPIRAN 8 : Faktor koreksi LMTD
- LAMPIRAN 9 : Tabel sifat-sifat fisik gas
- LAMPIRAN 10 : Tube-side heat transfer curve
- LAMPIRAN 11 : Natural-circulation, boiling and sensible film coefficient
- LAMPIRAN 12 : Fouling factor
- LAMPIRAN 13 : Heat exchanger and condenser tube data
- LAMPIRAN 14 : Tube friction factors
- LAMPIRAN 15 : Tube-side return pressure loss
- LAMPIRAN 16 : Data-data teknik dari mesin Diesel MAN-B&W type L 40/45

DAFTAR NOTASI

Q	: Torsi mesin, propeller.....	(kg-m)
BMEP	: Tekanan kerja efektif rata-rata.....	(bar)
HP	: Daya mesin.....	(HP)
RPM	: Putaran mesin, propeller.....	(menit ⁻¹)
T	: Thrust propeller.....	(kg)
THP	: Thrust Horse Power.....	(Hp)
Vs	: Kecepatan service kapal.....	(knot)
BHP	: Daya rem mesin.....	(HP atau kW)
SHP	: Shaft Horse Power.....	(HP atau kW)
MCR	: Maximum Continuous Rating.....	(HP atau kW)
CSR	: Continuous Service Rating.....	(HP atau kW)
Pex	: Daya turbo generator.....	(kW)
PE	: Kebutuhan daya listrik.....	(kW)
Pro	: Tambahan daya dari mesin induk.....	(kW)
f _o	: Frekwensi standar.....	(Hz)
f _{max}	: Frekwensi maksimum.....	(Hz)
f _{min}	: Frekwensi minimum.....	(Hz)
n _o	: Putaran standar mesin.....	(rpm)
n _x	: Putaran pada kondisi acuan x.....	(rpm)
Pro _x	: Daya turbo generator pada acuan x....	(kW)
V _x	: Kecepatan kapal pada acuan x.....	(knot)
PE _x	: Kebutuhan daya listrik pada acuan x..	(kW)
PB _x	: Daya pada BMEP maksimum.....	(kW)

DAFTAR TABEL

Tabel 5.1 : Daya listrik yang dapat dihasilkan turbo generator pada beberapa kondisi uap.....	40
Tabel 5.2 : Daya listrik yang dapat dihasilkan turbo generator pada pembebanan mesin yang berubah-ubah.....	42

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG MASALAH

Akibat semakin menipisnya persediaan minyak dunia dan kenaikan harga bahan bakar yang cukup dramatis, maka dituntut penghematan terhadap pemakaiannya.

Penghematan energi di kapal diantaranya dapat dilakukan dengan cara-cara sebagai berikut :

1. Memperkecil tahanan lambung
2. Memperbesar efisiensi dorongan
3. Mengoptimalkan seluruh instalasi penggerak,
 - 3.1. Pemakaian bahan bakar istimewa (SFC) untuk mesin induk
 - 3.2. Pemanfaatan panas terbuang dari :
 - gas buang
 - air pendingin mesin
 - pendingin udara pembilasan
4. Penghasilan tenaga listrik dari mesin induk atau sebaliknya memberi daya untuk tenaga baling-baling,
 - 4.1. Dinamo poros (shaft generator)
 - 4.2. Dinamo turbin (turbo generator)
5. Operasi instalasi mesin berganda
6. Pengaturan trayek maksimal.

Penghematan energi dari pemanfaatan panas terbuang, didasarkan pada kenyataan bahwa hanya sekitar 40% saja dari energi bahan bakar yang disuplay ke Mesin Induk dapat dimanfaatkan untuk tenaga pendorong kapal, sedangkan 60%-nya hilang, dimana 30%

diserap oleh air pendingin dan 30% lagi terbuang melalui exhaust gas.^{1>}

Pemanfaatan panas terbuang dari air pendingin mesin induk telah banyak dilakukan, misalnya untuk pemanas bahan bakar, pemanas ruangan, destilasi, ataupun untuk pemanasan air pengisian ketel. Sedangkan pemanfaatan panas dari gas buang biasanya digunakan untuk memanaskan air pengisian untuk auxiliary boiler, atau sebagai pembangkit uap yang selanjutnya digunakan untuk tujuan pemanas bahan bakar, destiler, pemanas ruangan, refrigerasi absorpsi, serta untuk memutar auxiliary turbin untuk menggerakkan pompa-pompa atau generator listrik. Disamping itu pada mesin-mesin diesel yang relatif besar ada surplus dari exhaust gas yang dapat secara langsung dipakai untuk memutar power-turbine untuk menambah daya ke mesin induk.

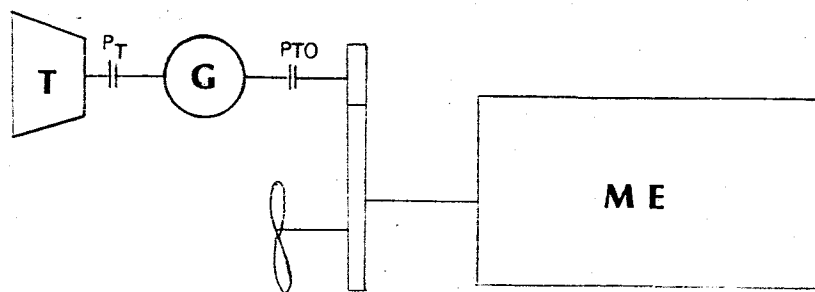
Pada perkembangan selanjutnya dari konsep-konsep penghematan energi di kapal ada kecenderungan untuk menggunakan shaft generator untuk memproduksi tenaga listrik. Hal ini didasarkan bahwa SFC dari mesin induk adalah lebih kecil dari pada menggunakan diesel generator, sehingga diharapkan akan didapatkan keuntungan dari pengoperasiannya.

Disamping cara-cara tersebut diatas, secara teknis dimungkinkan untuk menggabungkan suatu turbo generator yang mendapat suplay uap dari Exhaust Gas Boiler dengan shaft generator (PTO) dari mesin induk melalui suatu rangkaian roda

1> Ref. 3, halaman_----

gigi seperti terlihat pada gambar 1.1. Dengan sistem ini diharapkan akan dapat diperoleh manfaat/keuntungan yang lebih baik secara keseluruhan yaitu^{2>} :

1. Apabila daya yang dihasilkan turbin lebih besar dari daya listrik yang diperlukan ($P_T > P_{ex}$), maka kelebihan daya akan ditransfer ke sistem propulsi.



GB.1.1

Keterangan :

T = turbin, P_T = daya turbin,

G = generator, P_{ex} = kebutuhan daya listrik,

PTO = power take off, ME = main engine.

2. Apabila daya yang dihasilkan turbin lebih kecil dari daya listrik yang dibutuhkan ($P_T < P_{ex}$), maka tambahan daya dapat diambil dari mesin induk.

Masalah tersebut terakhir cukup menarik untuk dibahas karena sifatnya yang spesifik, yaitu sesuai dengan kondisi kapal dan permesinannya, dimana untuk kapal yang berbeda tidak bisa diterapkan begitu saja apa yang terdapat pada kapal yang lain, tetapi perlu diadakan analisa untuk mengetahui kelayakannya.

Karenanya penulis berminat untuk menganalisisnya sebagai suatu kasus pada suatu kapal.

Sebagai judul dalam tulisan ini adalah :

"Turbo-Shaft Generator Compound System
sebagai alternatif penghematan bahan bakar
pada KM. SMB II".

1.2 TUJUAN PENULISAN

1. Menentukan kondisi uap yang optimum pada perencanaan instalasi tenaga turbin uap untuk memanfaatkan kembali energi exhaust gas.
2. Menganalisa kemungkinan - kemungkinan operasi dari penggabungan suatu turbo generator dengan shaft generator (PTO) dari mesin induk.
3. Mengetahui seberapa besar penghematan bahan bakar yang mungkin diperoleh.
4. Merencanakan Exhaust Gas Boiler.

1.3 BATASAN PERMASALAHAN

Karena keterbatasan waktu dalam penyusunan tugas akhir ini maka untuk mendapatkan hasil yang jelas, perlu adanya batasan dan ruang lingkup pembahasan sebagai berikut :

1. Permasalahan dan pembahasan terbatas pada KM. SMB II.
2. Pembahasan terbatas pada balans energi, perpindahan panas, serta analisa termodinamika sistem instalasi.
3. Tidak membahas teknologi pembuatan, pemasangan, serta biaya instalasi.

4. Tidak menganalisa transfer daya dari turbo generator ke sistem propulsi.
5. Dengan dipasangnya exhaust gas boiler diasumsikan tidak akan terjadi kelebihan back pressure pada sistem pipa gas buang.

1.4 METODE PENULISAN

1. Study literatur, dari berbagai referensi yang berkaitan dengan masalah yang dibahas.
2. Study kasus, sebagai dasar untuk analisa.

BAB II

DATA DAN PERUMUSAN MASALAH

2.1 DATA-DATA

Nama kapal : KM SMB II

Data Kapal :

Loa = 113,5 m

Lpp = 105,5 m

Bmld = 16,3 m

H = 10,9 m

T = 6,9 m

Data Mesin yang dipakai :

Merk : MaK

Type : 8 M 552

Daya Nominal MCR : 4900 kW, 500 Rpm.

Data Propeller :

Type : B.440

D : 4560 mm

Z : 4

Putaran : 140 rpm

Gear ratio : 1 : 3,55

Kecepatan Kapal :

Kecepatan kapal maksimum = 15,7 knots, dimana daya yang diperlukan untuk mencapai kecepatan 15,7 knots adalah 4560 kW, 500 Rpm.

Kecepatan service (90%) = 15,1 knots, pada 90% MCR

Data Diesel Generator :

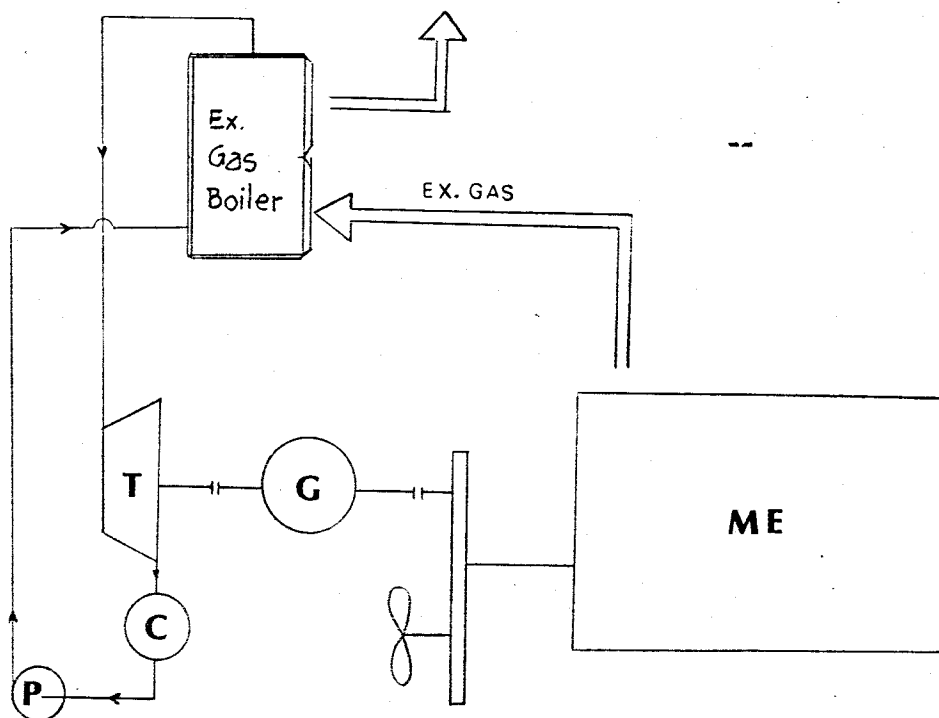
Jumlah : 3
 Daya : 550 kW
 Putaran : 1200 rpm

Data kebutuhan listrik, peak load :

Berlayar : 345 kW
 Manuver : 680 kW
 Berlabuh : 470 kW

2.2 PERMASALAHAN

Dengan maksud untuk menurunkan biaya operasi kapal, maka direncanakan suatu sistem instalasi seperti gambar dibawah ini.



GB. 2.1 INSTALASI TURBO-SHAFT GENERATOR COMPOUND SYSTEM

Keterangan :

T = turbin
 G = generator

C = condensor
 P = pompa

Suatu exhaust gas boiler digunakan untuk menyerap energi yang terkandung dalam gas buang mesin induk. Uap dari exhaust gas boiler digunakan untuk memutar turbin penggerak generator yang juga dikopel ke mesin induk melalui sistem roda gigi.

Dengan instalasi tersebut diharapkan dapat menggantikan fungsi Diesel Generator pada saat kapal berlayar, sehingga akan didapat penghematan bahan bakar.

Untuk mengetahui seberapa besar penghematan bahan bakar yang mungkin diperoleh dan sampai pada range kecepatan berapa dapat dihasilkan daya listrik sesuai dengan kebutuhan, maka diperlukan suatu analisa.

Permasalahannya/perumusan masalah :

- *> Perlu direncanakan kondisi uap sistem yang dapat memanfaatkan kembali exhaust gas menjadi kerja berguna yang paling besar. Kondisi uap sistem yang dimaksudkan adalah tekanan dan temperatur uap, dalam hal ini adalah kondisi kerja dari Exhaust Gas Bolier.
- *> Perlu dianalisa kemungkinan-kemungkinan operasinya pada beban mesin maksimum maupun berubah-ubah, dan sampai range kecepatan berapa penggabungan antara turbo generator dengan shaft generator dapat bekerja. Batasan terendah yang dipakai adalah batas ambang frekwensi minimum yang masih diijinkan.
- *> Untuk memperkirakan nilai ekonomisnya perlu dianalisa seberapa besar penghematan bahan bakar yang diperoleh.
- *> Mengingat ruangan yang tersedia di kamar mesin sangat terbatas dan instalasi tersebut akan memakan tempat

maka perlu diketahui dimensi peralatannya.

Dalam tulisan ini hanya akan direncanakan exhaust gas boiler saja, yaitu untuk mengetahui dimensinya apakah layak untuk dipasang.

Catatan :

Terdapat kesulitan dalam memperoleh data-data teknik dari Mesin MaK type 8M552, maka dipakai mesin pengganti sebagai berikut :

Merk : MAN - B&W

Type : 8 L 40/45

Daya nominal MCR : 4860 kW, 600 Rpm.

Karena Rpm mesin pengganti tidak sesuai dengan karakteristik propeller yang dipakai, maka karakteristik propeller diidealisasikan sebagai kurve propeller teoritis (theoretical propeller characteristic).

BAB III

TINJAUAN UMUM

3.1 PEMAKAIAN DAYA LISTRIK DI KAPAL

Daya listrik di kapal diperlukan untuk menjalankan motor-motor listrik penggerak pompa-pompa, kompressor-kompressor udara, fan/blower ventilasi, AC dan Heater, untuk penerangan, serta peralatan listrik lainnya.

Untuk menjamin agar peralatan tersebut dapat beroperasi dengan baik, diperlukan tersedianya suplay daya listrik yang mencukupi. Karena peralatan-peralatan listrik tersebut tidak akan beroperasi total dalam waktu yang bersamaan maka perlu dilakukan analisa beban listrik (Electric Load Analysis) untuk mengetahui kemungkinan-kemungkinan terjadinya beban-beban maksimum (peak load) pada kondisi-kondisi operasi kapal. Kondisi operasi yang dipakai akan berbeda sesuai dengan jenis kapal, untuk kapal-kapal niaga (cargo ship) pada umumnya kondisi operasi diambil pada saat-saat sebagai berikut :

- berlayar
- berlabuh
- manuver

Selanjutnya dari load analysis tersebut akan dapat dipakai sebagai acuan untuk menentukan atau memilih kapasitas, jumlah ataupun jenis generator yang akan dipakai.

3.2 JENIS-JENIS GENERATOR DI KAPAL

Daya listrik untuk kebutuhan kapal dibangkitkan dari generator yang ada di kapal ataupun mungkin dari supplay darat (shore connection) pada saat kapal berlabuh dan waktu docking.

Generator yang ada di kapal dapat dibedakan menurut penggerakannya yaitu dapat berupa :

1. Diesel Generator, yaitu generator dengan tenaga penggerak motor diesel.
2. Shaft Generator, yaitu generator yang tenaga penggerakannya diambil dari Mesin Induk melalui PTO ataupun pada poros transmisi.
3. Turbo Generator, bila tenaga penggerakannya adalah mesin-mesin turbo yaitu turbin uap atau turbin gas.

3.2.1 Diesel Generator

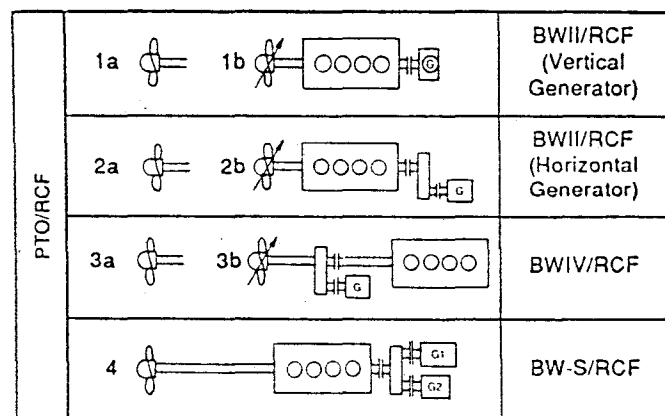
Diesel Generator atau biasa disebut Genset adalah jenis yang paling banyak dipakai di kapal. Untuk kapal-kapal yang relatif kecil hampir bisa dipastikan akan memakai diesel generator untuk menyuplay total kebutuhan listriknya baik saat berlayar, manuver, ataupun saat berlabuh. Hal ini disebabkan karena kondisi mesin induk ataupun ruang kamar mesin tidak akan menguntungkan untuk dipakai jenis generator yang lain.

Kebaikan utama dari diesel generator adalah tegangan dan frekwensinya akan konstan selama pembebanannya tidak melebihi kapasitas maksimumnya, dan juga diesel generator mudah untuk distart dan cepat dapat dibebani. Sedangkan kekurangannya adalah pemakaian bahan bakar yang relatif tinggi.

3.2.2 Shaft Generator

Shaft generator yaitu suatu sistem pembangkit listrik yang memperoleh daya mekanisnya dari hasil pengkopelan melalui PTO (= Power Take Off) dengan poros utama kapal atau langsung

dengan poros engkol (crank shaft). Beberapa pabrik mesin telah menyediakan sistem ini secara integrated dalam satu paket penjualan (merupakan option) sehingga bagi perancang/owner tinggal menentukan berapa daya yang dibutuhkan untuk sistem pembangkit listriknya. Karena shaft generator yang tersedia dari pabrik pembuat mesin induk tersebut tidak selalu mempunyai daya yang sama dengan daya yang diperlukan oleh owner, sedangkan dilain pihak power mesin yang tersedia tidak selalu cukup untuk menggerakkan propeller bersama-sama dengan shaft generator, maka hampir selalu diperlukan pekerjaan pengkajian "matching" antara mesin induk, propeller dan shaft generator guna menelusuri penggunaannya.



3>

GB. 3.1 BEBERAPA ALTERNATIF PEMASANGAN SHAFT GENERATOR

Jika suatu shaft generator bisa dipasang pada suatu sistem propulsi kapal, maka akan diperoleh beberapa keuntungan sebagai berikut^{4>}:

3> Ref. 9, halaman, ____

4> Ref. 11, halaman 18

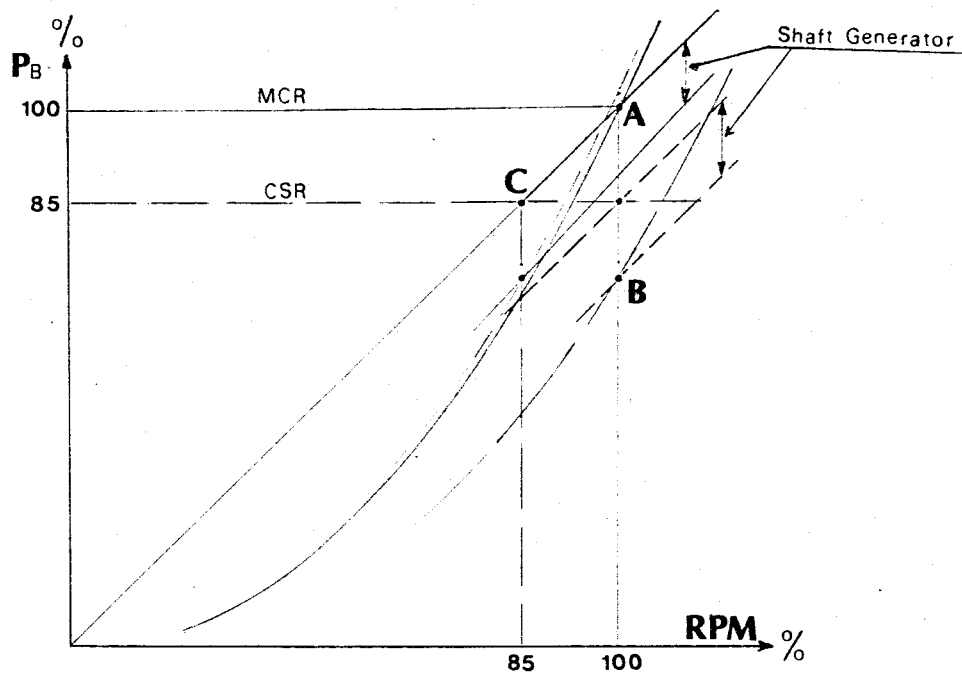
1. Specific fuel consumption mesin induk akan turun, karena titik operasi mesin akan cenderung berada pada titik operasi beban yang lebih tinggi.
2. Tidak diperlukan diesel generator untuk pembangkit listrik pada waktu berlayar di laut lepas, sehingga biaya operasi produksi listrik pada waktu berlayar di laut bebas akan lebih rendah karena SFC diesel generator lebih tinggi daripada SFC mesin induk.
3. Sistem propulsi yang menggunakan HFO sebagai bahan bakar mesin induknya, maka produksi listrik dengan shaft generator akan lebih menghemat lagi karena harga HFO lebih murah daripada MDO. (MDO biasanya dipakai sebagai bahan bakar diesel generator putaran sedang/tinggi).

Pertimbangan yang perlu diperhatikan adalah pada batas range kecepatan kapal manakah shaft generator tersebut masih bisa digunakan mengingat adanya perubahan frekwensi yang diakibatkan oleh perubahan kecepatan kapal (terutama pada sistem propulsi dengan Fixed Pitch Propeller). Selanjutnya peralatan tambahan apakah yang perlu digunakan untuk menstabilkan frekwensi tersebut. Beberapa pabrik mesin kapal telah membuat sistem penstabil frekwensi dengan range sebesar 30%^{5>} variasi kecepatan mesin induk.

Layout untuk Mesin - Propeller - Shaft Generator

5> Ref. 11, halaman 17

Gambar dibawah ini menunjukkan layout mesin, propeller (fixed pitch), dan shaft generator.



GB. 3.2 LAYOUT MESIN-PROPELLER(FP) - SHAFT GENERATOR

Titik A (MCR) menunjukkan titik operasi 100% output dan 100% propeller speed, tanpa shaft generator. Garis AC menunjukkan karakteristik mesin diesel pada torsi konstan maksimum. Garis power maksimum 85% yaitu MEP yang lebih rendah, CSR, terlihat sebagai garis putus-putus. Biasanya owner menginginkan operasi tidak lebih dari garis tersebut karena SFC yang lebih rendah.

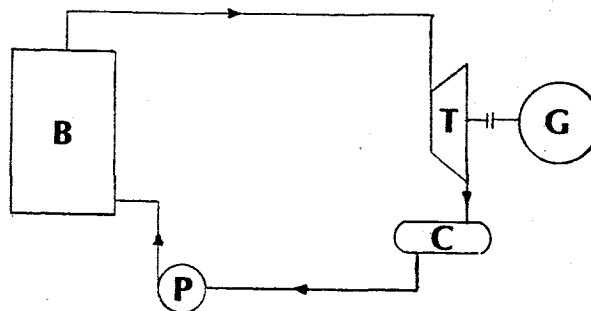
Jika mesin diperlengkapi dengan shaft generator dan owner menghendaki untuk operasi pada CSR = 85% dan jika power untuk shaft generator dikurangi darinya maka diperoleh titik operasi B sebagai power untuk propulsi kapal. Karena operasi yang lama dan dominan adalah 85% output dan seperti yang umum diketahui bahwa RPM yang lebih rendah menghasilkan efisiensi propeller

yang lebih tinggi maka ada kecenderungan untuk menetapkan titik C, yang juga sebesar 85% propeller RPM maksimum sebagai titik yang dilewati kurva propeller. Pada dasarnya layout seperti ini tidak disarankan karena mesin akan overload (melampaui MEP maksimum/torque limited) jika mesin beroperasi di atas titik C. Hal ini berarti mesin tidak dapat lagi beroperasi pada full load.

3.2.3 Turbo Generator dengan Turbin Uap

Skema atau diagram aliran dari suatu sistem turbin uap dapat dilihat pada gambar 3.3 dibawah ini.

Sistem tersebut terdiri dari beberapa komponen utama, yaitu : ketel/boiler, turbin yang menggerakkan beban (dalam hal ini generator listrik), kondensor, dan pompa air ketel. Jadi, turbin uap hanyalah merupakan salah satu komponen dari suatu sistem tenaga uap.



GB. 3.3 SKEMA SUATU SISTEM TURBO GENERATOR

Keterangan :

B = Boiler, T = Turbin
 G = Generator
 C = Kondensor, P = Pompa pengisian

Uap yang berfungsi sebagai fluida kerja turbin dihasilkan oleh ketel uap atau boiler. Kondisi uap yang dihasilkan boiler berbeda-beda disesuaikan dengan unit dayanya. Untuk unit daya

tinggi dapat mencapai 325 kg/cm^2 dan 650°C sedangkan untuk daya rendah untuk keperluan bantu sekitar 15 kg/cm^2 dan 125°C .

Didalam turbin, tekanan dan temperatur uap turun, setelah itu uap meninggalkan turbin dan masuk kedalam kondensor. Kondensor berfungsi untuk mengembunkan uap dengan jalan mendinginkannya. Air kondensat kemudian dipompakan kembali kedalam boiler dengan feed pump. Karena kondensor bekerja dengan tekanan vacum maka feed pump diletakkan lebih dibawah dari kondensor.

3.3 TINJAUAN UMUM TENTANG KETEL UAP

Ketel uap atau boiler adalah alat yang berfungsi untuk menghasilkan uap, dengan cara mentransfer energi panas dari gas-gas hasil pembakaran ataupun sumber-sumber gas panas lainnya. Uap yang dihasilkan boiler selanjutnya dapat dipakai untuk berbagai keperluan misalnya untuk menggerakkan turbin-generator.

Dipakainya uap sebagai fluida kerja pada suatu sistem pembangkit daya dikarenakan uap mempunyai beberapa keuntungan, diantaranya :

1. Murah atau mudah dihasilkan
2. Mudah diorganisir menjadi energi bentuk lain
3. Tidak merusak peralatan
4. Mempunyai nilai ekonomis yang tinggi
5. Efisiensi peralatan cukup tinggi.

3.3.1 Klasifikasi Ketel Uap

Ketel uap dapat diklasifikasikan menjadi banyak macam, tergantung yang dipakai dasar untuk membedakannya. Beberapa klasifikasi dasar yang penting dari ketel uap adalah sebagai berikut^{7>}:

1. Berdasarkan tekanan kerjanya :

- boiler tekanan rendah, 2 ~ 6 ata.
- boiler tekanan menengah, 17 ~ 30 ata.
- boiler tekanan tinggi, 31 ~ 140 ata.
- boiler tekanan super tinggi, 141 ~ 225 ata.
- boiler tekanan superkritis, bekerja diatas tekanan kritis.

2. Berdasarkan fluida didalam pipa :

- Fire tube boiler, atau ketel pipa api, dimana gas panas dialirkan didalam pipa, sedangkan disebelah luarnya dikelilingi air.

Jenis ini biasanya dipakai untuk boiler dengan tekanan rendah, misalnya ketel Cochran dan ketel Schott.

- Water tube boiler, ketel pipa air, dimana air dialirkan didalam pipa, sedangkan dibagian luarnya mengalir gas panas atau api.

Biasanya dipakai untuk ketel-ketel uap dengan tekanan dan kapasitas tinggi, misalnya ketel B&W, ketel Yarrow.

7> Ref. 2,halaman 23

3. Berdasarkan sumber penyediaan panasnya :

- pembakaran bahan bakar
- sisa gas panas dari reaksi kimia dalam industri
- sisa gas panas dari mesin-mesin
- magma (panas bumi)
- energi nuklir
- energi surya.

4. Berdasarkan sirkulasi air pada boiler :

- natural circulation, atau sirkulasi alamiah yaitu sirkulasi yang terjadi secara alami karena adanya perbedaan berat jenis partikel-partikel air dalam boiler.
- forced circulation, atau sirkulasi paksa yaitu sirkulasi yang terjadi karena adanya pemompaan dengan pompa sirkulasi.

3.3.2 Pemilihan Ketel Uap

Untuk dapat menentukan jenis ketel yang akan digunakan, maka terlebih dahulu dipertimbangkan faktor-faktor yang mempengaruhinya, terhadap jenis ketel yang kita pilih.

Adapun faktor-faktor yang mempengaruhinya antara lain berhubungan dengan masalah sebagai berikut :

- sumber energi yang digunakan
- kapasitas, tekanan dan temperatur kerja
- ruangan yang tersedia
- harga dan biaya instalasi.

Sumber energi yang digunakan dapat dengan jalan

pembakaran bahan bakar ataupun dari sumber panas lain. Jika bahan bakar akan dipakai untuk menyediakan panas maka kapasitas ataupun energi yang dihasilkan bisa besar sekali, jadi tergantung dari keperluan. Sedangkan jika sumber panas diambil dari, misalnya energi exhaust gas mesin diesel maka kapasitas uap yang dihasilkan akan sangat tergantung dari besarnya energi yang dikandung oleh exhaust gas tersebut.

Tekanan dan temperatur uap atau yang biasa disebut kondisi uap dipilih berdasarkan kebutuhan untuk maksud apa uap akan digunakan, seperti misal untuk menggerakkan turbin uap, maka kondisi uap tersebut harus sesuai dengan turbin yang digunakan, dan setelah didapat data-data tersebut barulah dapat ditentukan kondisi uap yang direncanakan. Kesesuaian antara kondisi uap dan turbin yang dipakai akan sangat menentukan besarnya daya yang dapat dihasilkan yang berarti akan mempengaruhi efisiensi sistem secara keseluruhan.

Untuk penggunaan diatas kapal maka faktor ukuran boiler menjadi cukup penting, karena ruangan yang tersedia dikapal sangat dibatasi.

3.4 EXHAUST GAS BOILER

Exhaust gas boiler adalah jenis ketel uap yang sumber panasnya didapat dari sisa gas pembakaran mesin, misalnya mesin diesel atau mesin turbin gas. Pemanfaatan energi ini bertujuan untuk mengambil kembali energi panas yang terbuang untuk dapat dipakai lagi sehingga akan dapat menaikkan efisiensi sistem secara keseluruhan.

Pemanfaatan energi exhaust gas mesin diesel dikapal dapat sebagai pemanas air saja, yang disebut exhaust gas economizer,

atau dapat langsung dipakai pembangkit uap yang disebut exhaust gas boiler.

Kemampuan exhaust gas untuk memanaskan air atau menghasilkan uap tergantung pada besarnya laju aliran masa dan temperatur exhaust gas yang dihasilkan dari mesin diesel, hal ini berarti juga tergantung dari besarnya daya mesin dan jenis mesin, serta kondisi operasi/pembebanan mesin. Untuk jenis two stroke slow speed engine temperatur gas buangnya berkisar antara $500^{\circ} - 600^{\circ}\text{F}$ ($260^{\circ} - 315,6^{\circ}\text{C}$). Sedangkan untuk jenis medium dan high speed four strike engine temperatur gas buang berkisar antara $700^{\circ} - 750^{\circ}\text{F}$ ($371,1^{\circ} - 398,9^{\circ}\text{C}$)⁸⁾.

Berbagai jenis exhaust gas boiler telah banyak diproduksi beberapa diantaranya dapat dilihat pada gambar 3.4 - 3.9 berikut ini.

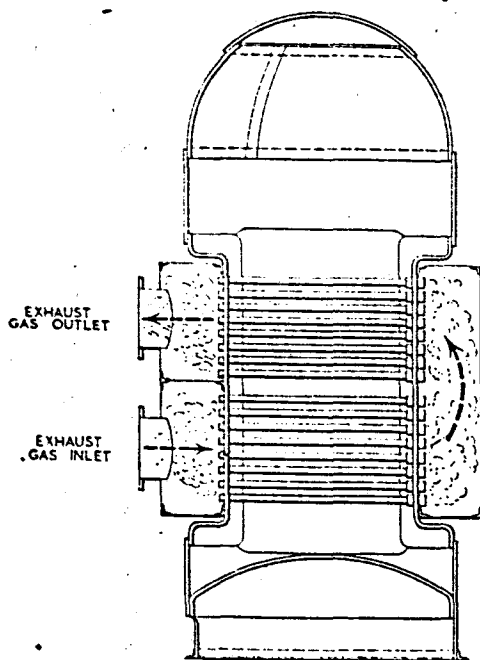


FIG.34—DOUBLE-PASS EXHAUST-GAS COCHRAN BOILER

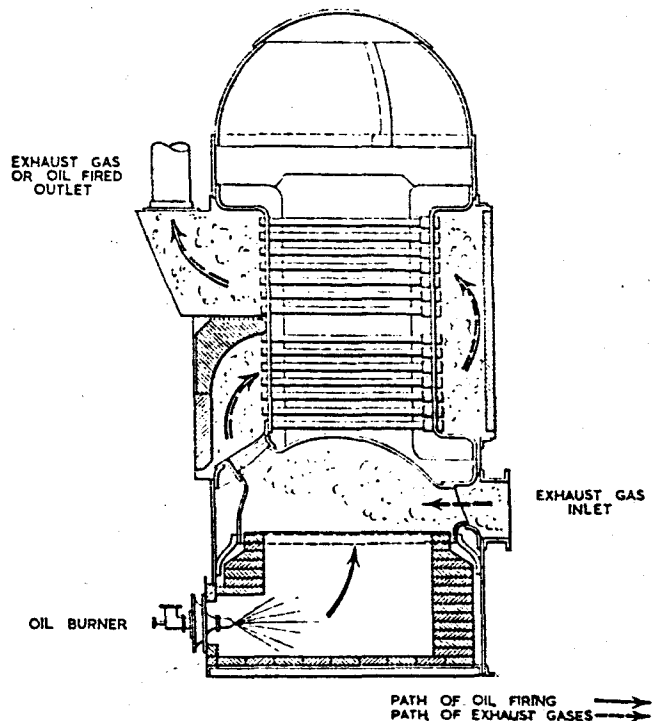


FIG.35.—DOUBLE-PASS ALTERNATIVELY-FIRED EXHAUST-GAS COCHRAN BOILER

8) Ref. 10, halaman 175

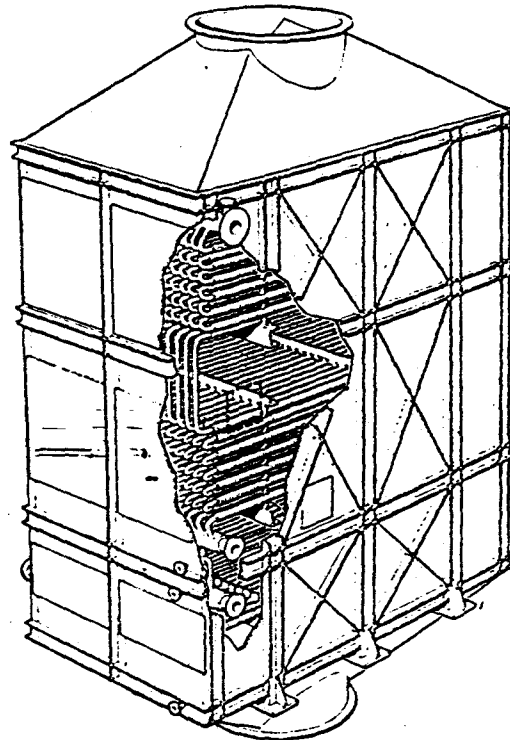


FIG.3.6—FOSTER WHEELER EXHAUST-GAS HEAT EXCHANGER

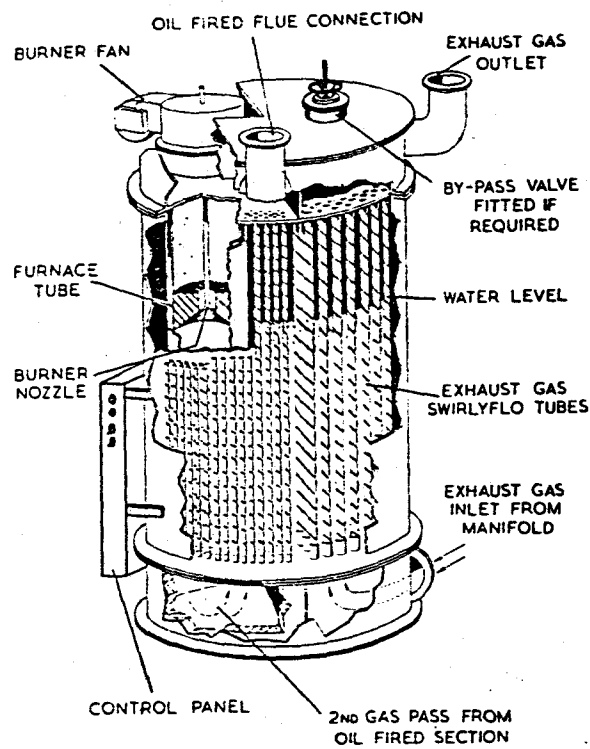


FIG.3.7 —SECTIONAL VIEW OF SPANNER COMPOSITE BOILER

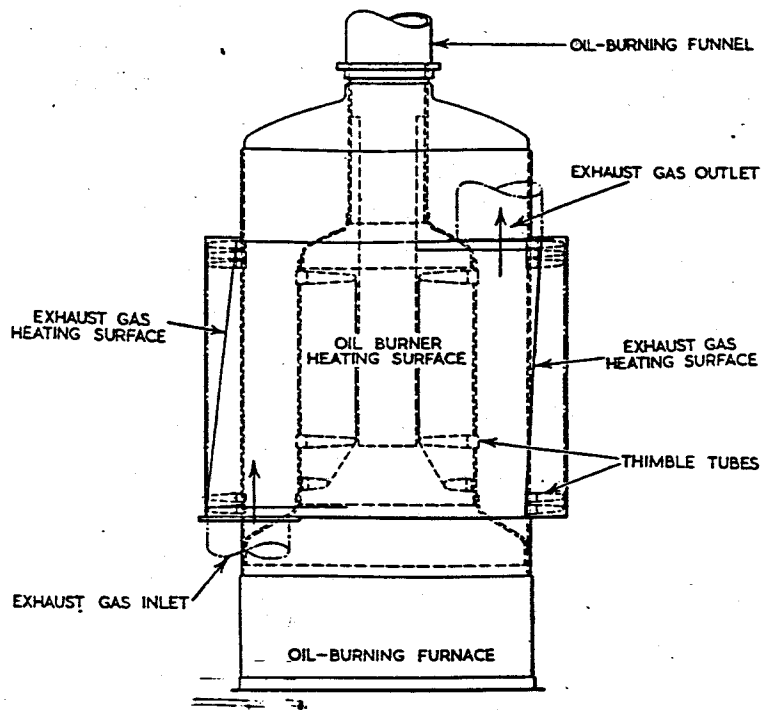
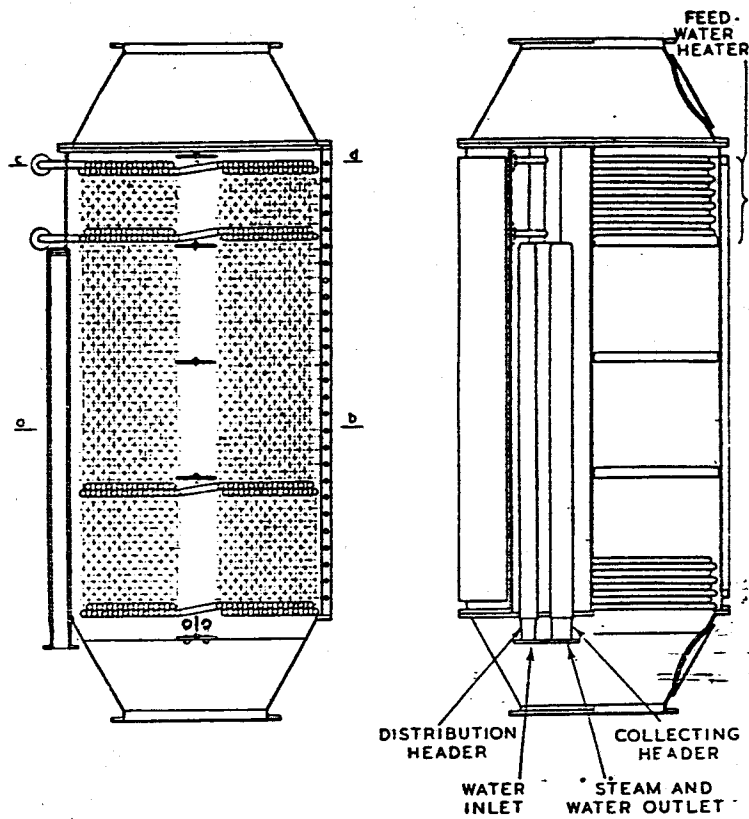


FIG.3.8—COMPOSITE THIMBLE TUBE BOILER



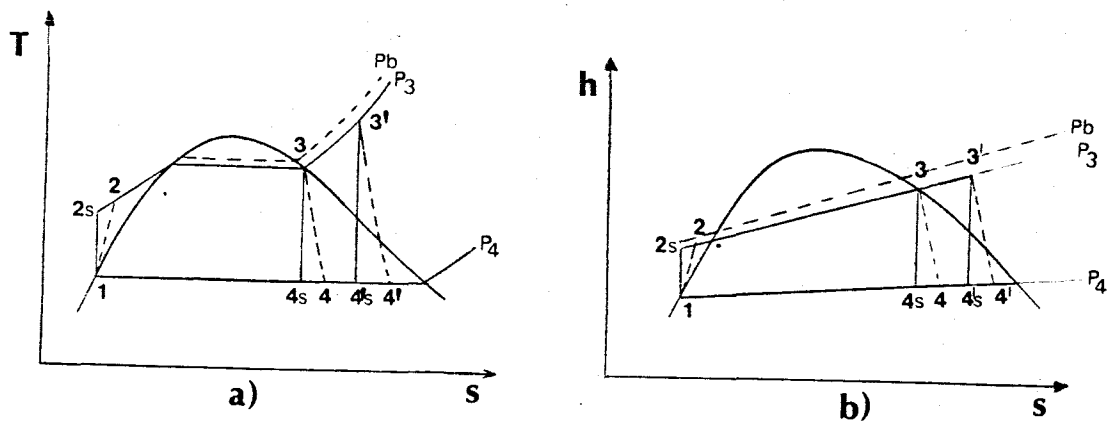
BAB IV

DASAR TEORI

4.1 DASAR TEORI SISTEM TURBIN UAP

4.1.1 Siklus Rankine

Siklus ideal dari suatu sistem turbin uap sederhana adalah siklus Rankine. Siklus Rankine dapat digambarkan pada diagram T-s atau h-s seperti gambar 4.1 dibawah.



GB. 4.1 SIKLUS RANKINE SUATU SISTEM TENAGA UAP

a. DIAGRAM T-s

b. DIAGRAM h-s

Siklus Rankine terdiri dari beberapa proses sebagai berikut :

- 1-2s Proses pemompaan isentropik, didalam pompa
- 2s-2'-3 Proses pemasukan kalor atau pemanasan pada tekanan konstan, didalam boiler
- 3-4s Proses ekspansi isentropis didalam turbin
- 4s-1 Proses pengeluaran kalor atau pengembunan pada tekanan konstan, didalam kondensor.

Variasi lain dari siklus Rankine adalah dengan pemanasan lanjut dari 3-3' sehingga siklusnya menjadi 1-2s-2'-3'-4s'-1.

Disamping itu masih banyak variasi lain yang digunakan misalnya dengan pemanasan ulang, regeneratif, dengan ekstrasi ganda, ataupun dengan daur superkritis. Tujuannya adalah untuk mendapatkan efisiensi sistem setinggi mungkin.

4.1.2 Penyimpangan dari Siklus Ideal

Dalam kenyataanya siklus sistem turbin uap menyimpang dari siklus ideal (Rankine) antara lain karena beberapa faktor tersebut dibawah ini :

1. Kerugian dalam pipa/saluran fluida kerja, misalnya kerugian gesekan dan kerugian kalor ke sekitarnya. Dengan demikian tekanan dan temperatur uap masuk turbin menjadi lebih rendah daripada tekanan ideal. Untuk mempertahankan kondisi 3 masuk turbin maka tekanan dalam boiler harus diperbesar menjadi P_b . Tekanan dalam boiler biasanya 10%⁹ lebih tinggi daripada tekanan uap yang masuk turbin, jadi :

$$P_3 = 0,9 \times P_b \dots\dots\dots(4.1)$$

dimana :

P_3 = tekanan uap masuk ke turbin

P_b = tekanan kerja boiler

2. Kerugian energi didalam turbin terutama terjadi karena adanya gesekan antara fluida kerja dan bagian dari turbin. Jadi kondisi uap keluar turbin tidaklah pada 4s tetapi pada titik 4, maka kerja yang dihasilkan turbin adalah :

$$W_T = h_3 - h_4 \dots\dots\dots(4.2)$$

$$W_{TS} = h_3 - h_{4S} \dots\dots\dots(4.3)$$

$$\eta_T = \frac{W_T}{W_{TS}} \dots\dots\dots(4.4)$$

dimana :

W_T = kerja aktual turbin, per satuan berat fluida kerja (Btu/lb)

W_{TS} = kerja isentropis turbin, per satuan berat fluida kerja (Btu/lb)

η_T = efisiensi isentropis turbin.

3. Kerugian yang sama halnya dengan turbin terjadi pada pompa, sehingga kerja untuk menggerakkan pompa adalah :

$$W_P = h_2 - h_1 \dots\dots\dots(4.5)$$

$$W_{PS} = h_{2S} - h_1 \dots\dots\dots(4.6)$$

$$\eta_P = \frac{W_{PS}}{W_P} \dots\dots\dots(4.7)$$

dimana :

W_P = kerja aktual untuk menggerakkan pompa, per satuan berat fluida kerja (Btu/lb)

W_{PS} = kerja isentropis untuk menggerakkan pompa, per satuan berat fluida kerja (Btu/lb)

η_P = efisiensi isentropis pompa.

4. Kerugian didalam kondensor relatif kecil. Salah satu diantaranya adalah proses pendinginan dibawah temperatur jenuh dari air kondensat yang keluar dari

kondensor, hal ini mengakibatkan diperlukannya pendinginan lebih banyak dari pada keadaan ideal.

Perlu diperhatikan bahwa hendaknya kondisi uap keluar dari turbin kadar airnya tidak terlalu tinggi. Apabila kadar air melampaui 12% ($x = 0,88$)¹¹ maka efisiensi turbin akan berkurang dan akan memperbesar terjadinya erosi pada sudu turbin.

4.2 DASAR-DASAR PERENCANAAN EXHAUST GAS BOILER

4.2.1 Balans Energi

Proses yang terjadi pada exhaust gas boiler adalah transfer energi dalam bentuk panas, yaitu dari exhaust gas yang bertemperatur lebih tinggi ke air (uap) yang bertemperatur lebih rendah.

Hubungan matematis atau balans energi pada exhaust gas boiler dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Q &= U A \Delta T = m_g c_g \Delta t_g = m_a c_a \Delta t_a^{11} \dots\dots\dots (4.8) \\ &= m_g \Delta h_g = m_a \Delta h_a \end{aligned}$$

dimana :

Q = laju aliran panas dari gas buang ke air (Btu/h)

U = koefisien perpindahan panas menyeluruh (Btu/ft²hr°F)

A = luas permukaan perpindahan panas (ft²)

ΔT = beda temperatur rata-rata (°F)

1) Ref. 1,halaman 28

11) Ref. 7,halaman 555

- m_g = laju aliran masa exhaust gas (lb/h)
 c_g = mean specific heat exhaust gas (Btu/lb $^{\circ}$ F)
 Δt_g = perbedaan suhu exhaust gas yang masuk dan keluar exhaust gas boiler ($^{\circ}$ F)
 Δh_g = perbedaan entalpi exhaust gas yang masuk dan keluar exhaust gas boiler (Btu/lb)
 m_a = laju aliran air atau uap yang terbentuk (lb/h)
 c_a = mean specific heat air atau uap (Btu/lb $^{\circ}$ F)
 Δt_a = perbedaan suhu air yang keluar dan masuk exhaust gas boiler ($^{\circ}$ F)
 Δh_a = perbedaan entalpi air keluar dan masuk exhaust gas boiler (Btu/lb)

4.2.2 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$U = \frac{1}{1/h_{io} + 1/h_o} = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} \quad \text{..... (4.10)} \quad 12>$$

$$h_{io} = h_i \times \frac{ID}{OD} \quad \text{..... (4.11)}$$

dimana :

h_{io} = koefisien perpindahan panas pada permukaan dalam pipa terhadap luas permukaan luar pipa (Btu/h ft 2 $^{\circ}$ F)

h_i = koefisien perpindahan panas pada permukaan dalam pipa (Btu/h ft² °F)

h_o = koefisien perpindahan panas pada permukaan luar pipa (Btu/h ft² °F)

Besarnya h_i dan h_o tergantung dari sifat-sifat fluidanya, yang secara matematis tergantung pada bilangan Reynold (Re), bilangan Prandte (Pr), serta bilangan Nusselt (Nu)^{13>}.

$$Re = \frac{D \cdot G}{\mu} \dots\dots\dots (4.12)$$

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{k} \dots\dots\dots (4.13)$$

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \dots\dots\dots (4.14)$$

dimana :

D = diameter pipa

G = laju masa aliran

μ = viskositas kinematis

c = panas specific

k = koefisien perpindahan panas

h = koefisien perpindahan panas konveksi.

catatan :

satuan yang digunakan konsisten

^{13>} Ref. 7, halaman 415-446

Untuk penggunaan praktis, h_i dan h_o dapat dilihat pada grafik hasil percobaan sebagai fungsi dari bilangan-bilangan tersebut diatas.

4.2.3 Faktor Pengotoran

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) yang ditentukan diatas adalah untuk kondisi bersih atau kondisi baru. Pada kondisi pengoperasian akan terbentuk suatu lapisan pengotoran pada permukaan perpindahan panas secara berangsur-angsur. Efeknya, yang disebut faktor pengotoran (Fouling factor) adalah akan mempertinggi tahanan termal. Tahanan pengotoran ditentukan dengan percobaan atau pengalaman, yaitu dengan mengurangi tahanan termal untuk kondisi yang telah dioperasikan dengan yang masih baru.

$$R_d = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U_c} \dots\dots\dots (4.15)$$

dimana :

R_d = tahanan pengotoran

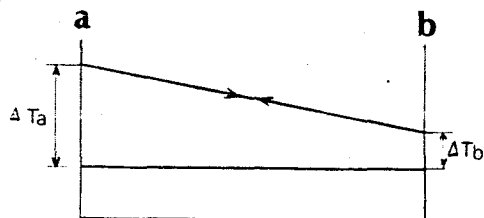
U_d = koefisien perpindahan panas menyeluruh setelah terjadi pengotoran

U_c = koefisien perpindahan panas menyeluruh dalam keadaan bersih.

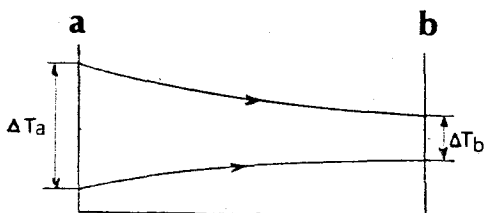
4.2.4 Beda Suhu Rata-rata (LMTD)

Suhu fluida didalam penukar panas pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya, pada waktu energi sebagai panas mengalir dari fluida panas ke fluida yang lebih dingin. Distribusi perubahan suhu serta beda suhu rata-rata (log mean temperature difference = LMTD) adalah sebagai berikut :

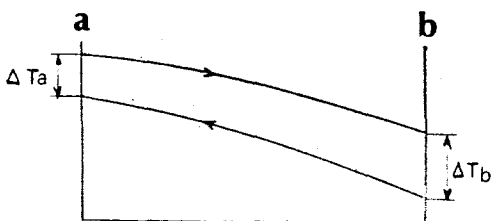
Evaporator dan Kondensor



Aliran Searah



Aliran Lawan Arah



15>

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln (\Delta T_a / \Delta T_b)} \dots\dots\dots (4.16)$$

dimana keterangan notasinya sesuai dengan gambar diatas.

Beda suhu rata-rata (LMTD) yang ditentukan dengan rumus 4.16 adalah untuk lintas tunggal. Untuk penukar panas yang lebih dari satu lintas pipa atau cangkang maka LMTD perlu dikoreksi.

$$\Delta T = F \times \text{LMTD}^{16} \dots\dots\dots (4.17)$$

F adalah faktor koreksi yang tergantung dari type alat penukar panas.

4.2.5 Pressure Drop

Pada desain penukar panas, drop tekanan fluida dapat dirumuskan sebagai berikut¹⁷ :

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_r \dots\dots\dots (4.18)$$

$$\Delta P_f = \frac{f G_t^2 L n}{5,22 \times 10^{10} D s \phi} \dots\dots\dots (4.19)$$

$$\Delta P_r = \frac{4 n V^2}{s 2g} \dots\dots\dots (4.20)$$

dimana :

ΔP_t = total pressure drop, psi

ΔP_f = friction pressure drop, psi

ΔP_r = return pressure drop, psi

f = koefisien gesekan

G_t = laju aliran persatuan luas, lb/h-ft²

16> Ref. 7,halaman 558

17> Ref. 6,halaman 148

- L = panjang pipa, ft
- n = jumlah passe
- D = diameter dalam pipa, ft
- s = specific gravity
- ϕ = viscosity ratio
- V = kecepatan aliran, fps
- g = percepatan gravitasi, ft^2/s

4.3 Karakter Mesin dan Propeller

Mesin diesel mempunyai karakter hubungan proporsional sebagai berikut :

1. $Q \propto \text{BMEP}$
2. $\text{HP} \propto Q \times \text{RPM}$

Untuk kapal cargo dengan displacement hull dan V_s/L lebih kecil dari satu, mempunyai karakter hubungan proporsional sebagai berikut :

1. $\text{RPM} \propto V_s$
2. $T \text{ dan } Q \propto V_s^2 \propto \text{RPM}^2$
3. $\text{THP} \propto V_s^3 \propto \text{RPM}^3 \propto \text{BHP atau SHP}$

BAB V

PEMBAHASAN MASALAH

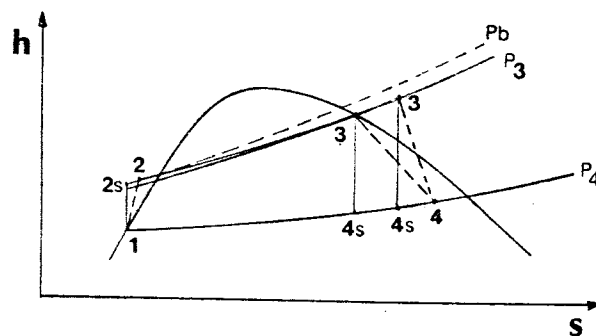
5.1 MENENTUKAN KONDISI UAP YANG OPTIMUM

5.1.1 Termodinamika Sistem

Kondisi uap yang optimum maksudnya adalah tekanan dan temperatur kerja dari Exhaust Gas Boiler yang dapat menghasilkan kerja berguna maksimum pada batas-batas yang disyaratkan.

Untuk mempercepat proses optimasi maka perhitungan selanjutnya akan dikerjakan dengan bantuan komputer.

Urutan pengerjaannya adalah sebagai berikut :



1. Pada Boiler

Misalkan kondisi kerja boiler $P_b = 160$ psia,

$T_b = 363,55$ °F dari tabel uap didapat :

$$h_b = 1195,1 \text{ Btu/lb}$$

2. Tingkat keadaan 3, yaitu kondisi uap masuk turbin.

Drop tekanan sebelum masuk turbin sekitar 10% maka :

$$\begin{aligned} P_3 &= 0,9 \times P_b \\ &= 0,9 \times 160 \\ &= 144 \text{ psia.} \end{aligned}$$

Dari tabel uap dapat dicari entalpi uap jenuh pada tekanan $P_3 = 144$ psia sebagai berikut :

$P_a = 140$ psia $\rightarrow h_a = 1193,0$ Btu/lb, $S_a = 1,5752$ Btu/lbF

$P_b = 160$ psia $\rightarrow h_b = 1195,1$ Btu/lb, $S_b = 1,5641$ Btu/lbF

Dengan menginterpolasi untuk $P_3 = 144$ psia :

$$\begin{aligned} h_3 &= h_a + \frac{(h_b - h_a)}{(P_b - P_a)} (P_3 - P_a) \\ &= 1193 + \frac{(1195,1 - 1193,0)}{(160 - 140)} (144 - 140) \\ &= 1193,42 \text{ Btu/lb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_3 &= S_a + \frac{(S_b - S_a)}{(P_b - P_a)} (P_3 - P_a) \\ &= 1,5752 + \frac{(1,5641 - 1,5752)}{(160 - 140)} (144 - 140) \\ &= 1,57298 \text{ Btu/lb F} \end{aligned}$$

3. Tingkat keadaan 4, yaitu kondisi uap keluar turbin, ditentukan sebagai berikut :

- Untuk mendapatkan kerja yang maksimal dari turbin maka tekanan keluar turbin diusahakan serendah mungkin. Tetapi karena pada kondensor uap didinginkan dengan air laut, maka temperatur uap keluar turbin harus lebih tinggi dari temperatur air pendingin.

- Temperatur air laut = 86°F

- Tekanan uap keluar turbin diambil 0,8 psia

$P_4 = 0,8$ psia dengan temperatur kondensasi $94,38^\circ\text{F}$.

- Untuk menjaga agar turbin tetap bekerja dengan baik dan lebih awet maka kualitas uap yang keluar turbin dipertahankan agar tidak terlalu basah. Batasan kualitas uap yang masih baik adalah $x = 0,9$ atau kebasahan 10% ^{18>}.

Untuk kondisi tersebut ($P_4 = 0,8$ psia ; $x_4 = 0,9$) dari tabel uap didapat :

$$h_{f4} = 62,39 \text{ Btu/lb} ; S_{f4} = 0,1117$$

$$h_{fg4} = 1040,3 \text{ Btu/lb} ; S_{fg4} = 1,8775$$

Entalpi pada tingkat keadaan 4 adalah :

$$\begin{aligned} h_4 &= h_{f4} + x_4 (h_{fg4}) \\ &= 62,39 + 0,9 (1040,3) \\ &= 998,66 \text{ Btu/lb.} \end{aligned}$$

Tingkat keadaan 4s adalah kondisi keluar turbin jika prosesnya isentropis, jadi $S_{4s} = S_3$

$$\begin{aligned} x_{4s} &= (S_3 - S_{f4}) / S_{fg4} \\ &= (1,57298 - 0,1117) / 1,8775 \\ &= 0,78 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{4s} &= h_{f4} + x_{4s} (h_{fg4}) \\ &= 62,39 + 0,78 (1040,3) \\ &= 872,07 \text{ Btu/lb.} \end{aligned}$$

4. Balans energi pada turbin :

- kerja aktual turbin :

$$\begin{aligned} w_t &= h_3 - h_4 \\ &= 1193,42 - 998,66 \\ &= 194,76 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

- kerja isentropis turbin :

$$\begin{aligned} w_{ts} &= h_3 - h_{4s} \\ &= 1193,42 - 872,07 \\ &= 321,35 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

- efisiensi turbin :

$$\begin{aligned} \eta_t &= w_t / w_{ts} \\ &= 194,76 / 321,35 \\ &= 0,61 \end{aligned}$$

5. Tingkat keadaan 1, kondisi air keluar kondensor adalah cair jenuh pada $P_1 = 0,8$ psia.

Dari tabel didapat :

$$\begin{aligned} h_1 &= 62,39 \text{ Btu/lb} \\ v_{f1} &= 0,01611 \text{ ft}^3/\text{lb} \end{aligned}$$

6. Balans energi pada pompa :

- Tingkat keadaan 2s ditentukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} h_{2s} &= h_1 + v_{f1} (P_b - P_1) \\ &= 62,39 + 0,01611 (160 - 0,8) \\ &= 64,95 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

- kerja yang diperlukan oleh pompa isentropik adalah :

$$\begin{aligned} w_{ps} &= h_{2s} - h_1 \\ &= 64,95 - 62,39 \\ &= 2,56 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

- kerja yang diperlukan pompa aktual, diasumsikan efisiensi isentropis pompa 0,8^{19>}

$$\begin{aligned} WP &= WPS / 0,8 \\ &= 2,56 / 0,8 \\ &= 3,21 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

7. Transfer energi pada boiler adalah :

$$q_u = h_b - h_z$$

dimana :

$$\begin{aligned} h_z &= h_u + WP \\ &= 62,39 + 3,21 \\ &= 65,6 \end{aligned}$$

Jadi :

$$\begin{aligned} q_u &= 1195,1 - 65,6 \\ &= 1129,5 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

8. Data exhaust gas :

$$\begin{aligned} \text{Daya mesin MCR} &= 4560 \text{ kW} \\ \text{untuk \% MCR} &= 100\% \\ \text{specific massflow, d} &= 7,95 \text{ kg/kW h} \end{aligned}$$

Laju masa gas buang adalah :

$$\begin{aligned} m_g &= d \times \text{MCR} \times \% \text{ MCR} \\ &= 7,95 \times 4560 \times 100\% \\ &= 36252 \text{ kg/h} \\ m_g &= 36252 \times 2,2 \text{ lb/h} \\ &= 79754,4 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

Temperatur exhaust gas after T/c , $t_{ex} = 350^{\circ}\text{C}$

$$\begin{aligned} t_{gi} &= t_{ex} \times 1,8 + 32^{\circ}\text{F} \\ &= 350 \times 1,8 + 32 \\ &= 662^{\circ}\text{F} \quad \longrightarrow \quad t_{gi} = 660^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Temperatur exhaust gas keluar boiler ditentukan dari temperatur kerja boiler ditambah dengan beda temperatur minimum (pinch point), yaitu beda temperatur yang masih mengijinkan proses perpindahan kalor dari gas buang ke fluida kerja boiler dengan baik. Pinch point biasa dipakai $20^{\circ}\text{F}^{2>}$.

Jadi :

$$\begin{aligned} t_{go} &= T_b + 20 \\ &= 363,55 + 20 \\ &= 383,55^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Entalpi exhaust gas dapat ditentukan dari grafik pada lampiran-3 atau didekati dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} h &= (78/320) \times t_g - 29,5 \text{ Btu/lb} \\ h_{gi} &= (78/320) \times 660 - 29,5 = 141,38 \text{ Btu/lb} \\ h_{go} &= (78/320) \times 383,55 - 29,5 = 73,99 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

9. Balans energi pada Exhaust Gas Boiler, memberikan laju uap yang terbentuk :

$$\begin{aligned} Q &= m_g (h_{gi} - h_{go}) = m (h_b - h_2) \\ m &= q_u / m_g (h_{gi} - h_{go}) \\ &= 11295 / 79754 (141,38 - 73,99) \\ &= 4758,04 \text{ lb/h, uap jenuh.} \end{aligned}$$

10. Daya yang dihasilkan turbin dan untuk menggerakkan pompa,

$$\begin{aligned}
 W_t &= m \cdot w_t \\
 &= 4758,04 \times 194,76 \\
 &= 926675,8 \text{ Btu/h} \\
 &= 926675,8 \times 2,93 \cdot 10^{-4} \text{ kW} \\
 &= 271,52 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_p &= m \cdot w_p \\
 &= 4758,04 \times 3,21 \\
 &= 15253,75 \text{ Btu/h} \\
 &= 15253,75 \times 2,93 \cdot 10^{-4} \text{ kW} \\
 &= 4,47 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Daya Netto yang dihasilkan :

$$\begin{aligned}
 W_{\text{netto}} &= W_t - W_p \\
 &= 271,52 - 4,47 \\
 &= 267,05 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

11. Daya listrik yang dihasilkan :

dengan asumsi, Efisiensi mekanik $E_m = 0,95$

Efisiensi generator $E_g = 0,95$

$$\begin{aligned}
 P_{\text{ex}} &= W_{\text{netto}} \times E_m \times E_g \\
 &= 267,05 \times 0,95 \times 0,95 \\
 &= 241 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Catatan :

Perhitungan diatas adalah untuk kondisi uap jenuh, sedangkan untuk kondisi uap superpanas dilakukan dengan cara yang sama pada siklus 1-2-3'-4'-1.

5.1.2 Hasil Perhitungan

Setelah dilakukan perhitungan pada beberapa tekanan dan temperatur kerja boiler, hasilnya seperti terlihat pada tabel 5.1.

Tabel 5.1. Daya listrik yang dapat dihasilkan turbo generator pada beberapa kondisi uap

No	Boiler		Laju Uap (lb/h)	Daya Isentropis Turbin (Btu/lb)	Eff Turbin (-)	Daya Aktual Turbin (Btu/lb)	Daya Pompa (Btu/lb)	Daya Listrik (kW)
	Tekanan (Psia)	Temp. (F)						
1	160	(364)	4758	321	0.61	195	3.21	241
		400	4051	330	0.67	221	3.21	234
		500	2254	352	0.79	276	3.21	163
2	120	(341)	5159	303	0.63	190	2.40	255
		400	4025	316	0.72	227	2.40	239
		500	2244	336	0.83	280	2.40	164
3	80	(312)	5697	278	0.66	182	1.59	272
		400	4000	286	0.82	234	1.59	246
		500	2236	305	0.93	284	1.59	167
4	60	(293)	6060	259	0.68	177	1.19	281
		300	5912	260	0.71	184	1.19	286
		400	3988	286	0.83	236	1.19	247
5	50	(281)	6283	248	0.7	173	0.99	286
6	40	(267)	6548	233	0.72	169	0.79	291
7	55	(287)	6171	254	0.69	175	1.09	284
		300	5905	255	0.73	186	1.09	288
		350	4923	263	0.8	211	1.09	273
		400	3983	271	0.87	236	1.09	248

Catatan : Perhitungan pada setiap tekanan yang ditentukan dapat dilihat pada lampiran-1 dan lampiran-2

^ Temperatur yang diberi tanda () menunjukkan kondisi uap jenuh ^

Dari tabel hasil perhitungan tersebut dapat dilihat bahwa pada batas range tekanan kerja yang dipilih, semakin rendah tekanan kerja boiler maka akan didapat daya listrik yang makin besar, dalam hal ini sebesar 291 kW pada tekanan boiler 40 psia.

Tetapi tekanan yang rendah akan menimbulkan kesulitan yaitu temperatur penguapannya rendah, sehingga bisa mengakibatkan korosive yang tinggi jika sampai dibawah dew point dari SO_2 (135°C). Untuk itu batasan terendah yang baik adalah sekitar 140°C^{21} . Kondisi ini akan dapat dipenuhi dengan tekanan boiler 155 psia dengan temperatur 287°F (142°C), dimana pada tekanan ini akan didapat daya listrik sekitar 284 kW.

Efek penyuperpanasan ternyata akan bisa memberi tambahan daya sampai pada temperatur tertentu, diatas temperatur tersebut efek penyuperpanasan malah akan menurunkan daya yang bisa dihasilkan. Hal ini bisa dilihat pada tekanan boiler 60 psia dan 55 psia dari tabel diatas.

Efek penyuperpanasan walaupun bisa memberi tambahan daya tentunya juga akan menambah complicated dari peralatan. Perlu untuk diperhatikan apakah penambahan daya itu kompetitive dengan kompleksnya peralatan. Pada tabel diatas terlihat penambahan daya hanya sekitar 4 kW, hal ini tidak cukup berarti. Jadi untuk perhitungan dan perencanaan selanjutnya akan dipakai tekanan kerja boiler 155 psia, saturated steam.

21> Ref. 4, halaman, ----

5.2. Analisa pada Pembebanan Mesin yang Berubah-ubah

Jika kapal tidak beroperasi pada full load, maka mesin tidak akan beroperasi pada MCR-nya, tetapi akan menyesuaikan kondisi bebannya. Karena itu laju aliran masa dan temperatur dari gas buang akan berubah, berarti daya yang dihasilkan oleh turbo-generator juga akan berubah. Besarnya daya yang dapat dihasilkan oleh turbo-generator pada pembebanan yang berubah setelah dihitung, hasilnya seperti terlihat pada tabel 5.2.

Tabel 5.2 Daya listrik yang dapat dihasilkan pada pembebanan mesin yang berubah-ubah.

Daya mesin MCR = 4560 kW, tekanan boiler 55 psia.

No.	% MCR (%)	Laju Ex.Gas (lb/h)	Temp.Ex.Gas (F)	Laju uap (lb/h)	Daya listrik (kW)
1	100	79754	660	6171	284
2	95	76720	640	5600	258
3	90	73133	630	5178	238
4	85	69497	615	4692	216
5	80	65409	615	4692	216
6	75	61320	630	4342	200
7	70	56881	640	4152	191
8	65	52818	655	4029	186
9	60	48455	675	3909	180
10	55	44141	700	3802	175
11	50	39125	740	3713	170

Catatan : Tabel perhitungannya dapat dilihat pada lampiran-2

5.3. Analisa Penggabungan antara Turbo Generator dengan Shaft Generator

5.3.1 Analisa pada Kondisi Operasi CSR

Kondisi operasi CSR kapal adalah pada 90% beban maksimum (90% MCR) yaitu kecepatan service kapal 15,1 knots.

Dari hasil perhitungan, untuk beban mesin 90% MCR, adalah :

- Daya yang dihasilkan Turbo Generator, $P_{ex} = 238 \text{ kW}$
- Kebutuhan daya listrik, $P_{E1} = 345 \text{ kW}$
- Tambahan daya yang diperlukan, $P_{To} = 107 \text{ kW}$
- Persentase tambahan daya terhadap MCR

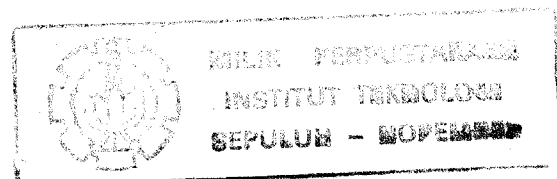
$$= \frac{107}{4560} \times 100 = 2,35\% \lll 6,5\%$$

Karena persentase tambahan daya terhadap MCR lebih kecil dari 6,5%^{22>} maka tidak terjadi masalah pada mesin induk, karena BMEP tidak terlampaui.

5.3.2 Kondisi Operasi Minimum

Kapal menggunakan propeller type FPP, sehingga jika pembebanan berkurang maka putaran mesin juga akan turun. Jika mesin dipakai untuk menggerakkan suatu shaft generator tanpa dilengkapi pengatur frekwensi (frequency converter) maka frekwensi yang dihasilkan juga akan turun sesuai dengan

22> Ref. 4, halaman 10



putaran mesin, demikian juga apabila putaran mesin meningkat maka frekwensi dari generator juga akan naik. Batas-batas frekwensi yang masih diijinkan adalah :

$$f_{\max} = 1,05 f_o \quad 23>$$

$$f_{\min} = 0,9 f_o$$

dimana : f_o adalah standart frekwensi yang dipakai yaitu 60 Hz.

maka :

$$f_{\max} = 1,05 \times 60 = 63 \text{ Hz}$$

$$f_{\min} = 0,9 \times 60 = 54 \text{ Hz}$$

Jika frekwensi standart diatur sesuai dengan putaran mesin pada kondisi CSR maka batas pembebanan minimum adalah :

$$\text{Daya minimum} = 63\% \text{ dari daya pada MCR}$$

$$\text{Putaran minimum} = 85\% \text{ dari putaran MCR}$$

Pada kondisi ini maka :

- Daya yang dihasilkan Turbo Generator pada pembebanan 63% MCR, dapat diinterpolasi dari hasil perhitungan pada tabel 5.2 sebagai berikut :

$$P_{ex} = 180 + \frac{(186 - 180)}{(65 - 60)} \times (63 - 60)$$

$$= 182,4 \text{ kW} \quad \#$$

$$\approx 182 \text{ kW}$$

23> Ref. 4, halaman 13-14

Catatan :

Dengan melakukan perhitungan balans energi dan termodinamika akan didapat hasil yang sama, seperti terlihat pada lampiran-4.

- Kebutuhan daya listrik

$$P_{E2} = 345 \text{ kW}$$

- Tambahan daya yang diperlukan

$$\begin{aligned} P_{T0} &= P_{E2} - P_{ex} \\ &= 345 - 182 \\ &= 163 \text{ kW} \end{aligned}$$

- Persentase tambahan daya terhadap MCR

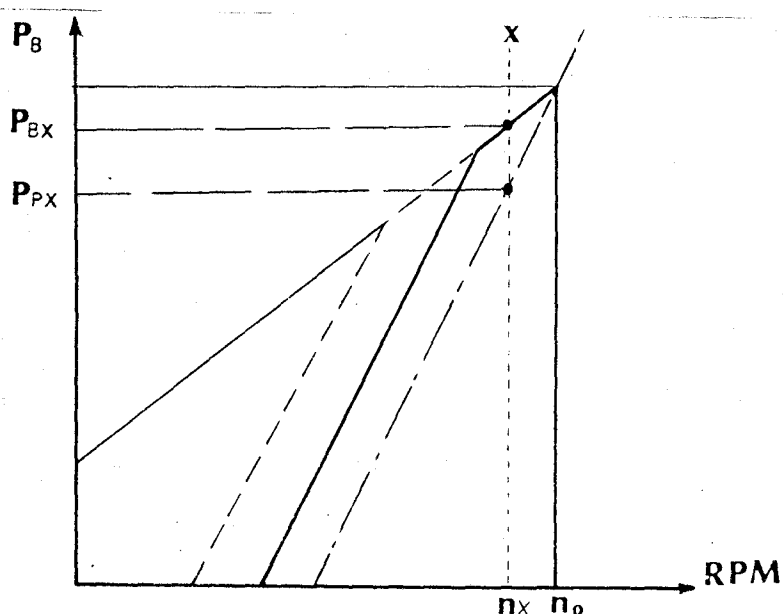
$$\begin{aligned} &= \frac{163}{4560} \times 100\% = 3,57\% \lll 6,5\% \end{aligned}$$

Jadi penggabungan Turbo Generator dengan Shaft Generator masih bisa beroperasi sampai batas ambang frekwensi minimum yang disyaratkan.

Kecepatan kapal pada kondisi ini adalah :

$$\begin{aligned} V &= 0,85 \times 15,7 \text{ knots} \\ &= 13,4 \text{ knots} \end{aligned}$$

5.3.3 Kondisi Operasi Maksimum



Pada kondisi acuan X(garis putus-putus) adalah sebagai berikut:
misalkan, $(n_x/n_o) = Z$

1. Daya listrik yang diperlukan

$$P_{Ex} = 345 \text{ kW}$$

2. Daya listrik yang dapat diproduksi oleh turbo generator dapat diinterpolasi dari tabel 5.2;

$$\begin{aligned} P_{TGx} &= 258 + \frac{(284 - 258)}{(100 - 95)} \times \{100(Z) - 95\} \\ &= 258 + 5,2 \{100(Z) - 95\} \\ &= 520(Z) - 236 \end{aligned}$$

3. Tambahan daya listrik yang diperlukan adalah

$$\begin{aligned} P_{Ex} - P_{TGx} &= 345 - \{520(Z) - 236\} \\ &= 581 - 520(Z) \quad \dots\dots\dots (a) \end{aligned}$$

4. Daya yang dapat diambil dari mesin induk, tanpa berakibat overload pada mesin (BMEP limited) adalah

$$P_{Bx} - P_{px} = (Z) P_o - (Z)^3 P_o \quad \dots\dots\dots (b)$$

5. Dengan menyamakan persamaan (a) dengan persamaan (b)

$$581 - 520(Z) = (Z)P_o - (Z)^3 P_o$$

dimana , $P_o = P_{MCR}$

$$= 4560 \text{ kW}$$

maka :

$$\begin{aligned} 581 - 520(Z) &= 4560(Z) - 4560(Z)^3 \\ 581 - 520(Z) - 4560(Z) + 4560(Z)^3 &= 0 \\ 4560(Z)^3 - 5080(Z) + 581 &= 0 \quad \dots\dots\dots (c) \end{aligned}$$

6. Dengan menyelesaikan persamaan (c) menghasilkan

$$Z = 0,993$$

$$(n_x/n_o) = 0,993$$

$$n_x = 0,993 n_o$$

7. Kecepatan kapal yang dapat dicapai adalah

$$\begin{aligned} V_x &= (n_x/n_o) V_o \\ &= 0,993 \times 15,7 \text{ knots} \\ &= 15,59 \text{ knots} \end{aligned}$$

8. Persentase pembebanan propeller terhadap MCR adalah

$$\begin{aligned} \frac{P_x}{P_{MCR}} &= (n_x/n_o)^3 \times 100\% \\ &= 97,91 \% \end{aligned}$$

Jadi instalasi turbo generator compound system dapat beroperasi sampai dengan pembebanan 97,91% dari pembebanan maksimum, yang mana kecepatan kapal yang dapat dicapai adalah 15,59 knots.

5.4 Analisa Penghematan Bahan bakar

Untuk analisa penghematan bahan bakar hanya dilakukan pada kondisi operasi CSR yaitu operasi yang paling dominan. Dari technical data mesin diketahui SFOC pada 90% MCR adalah 193 g/kWh, dan dari perhitungan pada beban berubah untuk pembebanan 90% MCR, tambahan daya untuk turbo generator sebesar 107 kW.

Maka konsumsi bahan bakar untuk tambahan daya adalah :

$$\begin{aligned} F_{CT} &= 107 \text{ (kW)} \times 193 \text{ (g/kWh)} \times 10^{-3} \text{ kg/g} \\ &= 20,65 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

Jika total kebutuhan listrik kapal pada saat berlayar

dihasilkan dari diesel generator dengan SFC 158 g/Hph^{24>}, konsumsi bahan bakarnya adalah :

$$\begin{aligned} \text{FCdg} &= (\text{Total daya listrik/Eff.diesel generator}) \times \text{SFC} \\ &= (345 \text{ kW}/0,88) \times (158(\text{g}/\text{Hp h})/0,7355(\text{kw}/\text{Hp})) \times 10^{-3} (\text{kg}/\text{g}) \\ &= 84,22 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

Total penghematan bahan bakar adalah :

$$\begin{aligned} \Delta \text{Pf} &= \text{FCdg} - \text{FCt} \\ &= 84,22 - 20,65 \\ &= 63,57 \text{ kg/jam} \\ &= 63,57 \times 24 \text{ kg/hari} \\ &= 1525,68 \text{ kg bahan bakar/hari} \end{aligned}$$

5.5. Perencanaan Exhaust Gas Boiler

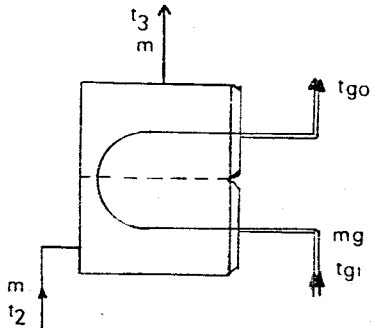
Perencanaan Exhaust Gas Boiler dimaksudkan untuk mengetahui kira-kira dimensi boiler yang diperlukan. Untuk maksud tersebut akan direncanakan exhaust gas boiler jenis "Double-pass Exhaust Gas Cochran Boiler" , seperti pada gambar 3.4 didepan.

Perencanaan Boiler jenis ini didasarkan pada desain yang sederhana dan memerlukan dimensi relatif lebih besar dibanding jenis yang lain, sehingga jika boiler jenis ini dimensinya sudah memenuhi maka untuk jenis boiler yang lain juga terpenuhi.

24> Ref. 13,halaman_

Langkah-langkah perencanaan^{25>}

1. Rumusan data-data yang diketahui



> Fluida panas : exhaust gas

$$mg = 84651,6 \text{ lb/h}$$

$$tgi = 660,0^{\circ}\text{F}$$

$$tgo = 306,87^{\circ}\text{F}$$

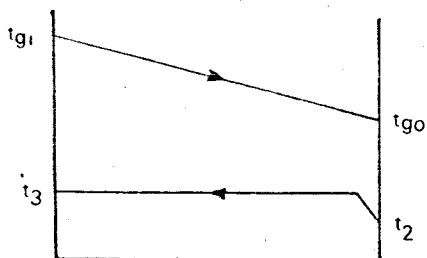
> Fluida dingin : air - uap

$$m = 6561,72 \text{ lb/h}$$

$$t2 = 94,38^{\circ}\text{F}$$

$$t3 = 286,87^{\circ}\text{F}$$

2. Menentukan LMTD



$$\begin{aligned}\Delta t_a &= t_{gi} - t_3 \\ &= 660 - 286,87 \\ &= 373,13^{\circ}\text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta t_b &= t_{go} - t_2 \\ &= 306,87 - 94,38 \\ &= 212,49^{\circ}\text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{LMTD} &= \frac{\Delta t_a - \Delta t_b}{\ln(\Delta t_a / \Delta t_b)} \\ &= \frac{373,13 - 212,49}{\ln(373,13 / 212,49)} \\ &= 285,31^{\circ}\text{F}\end{aligned}$$

Faktor koreksi terhadap LMTD

$$\begin{aligned}R &= \frac{t_2 - t_3}{t_{go} - t_{gi}} \\ &= \frac{94,38 - 286,87}{306,87 - 660} \\ &= 0,545\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}S &= \frac{t_{go} - t_{gi}}{t_2 - t_{gi}} \\ &= \frac{306,87 - 660}{94,38 - 660} \\ &= 0,624\end{aligned}$$

dari grafik pada lampiran-8, dapat di baca faktor koreksi untuk LMTD yaitu F_r , untuk harga $R = 0,545$ dan $S = 0,624$ didapat :

$$F_r = 0,98$$

jadi beda temperatur untuk disain adalah

$$\begin{aligned}\Delta T &= F_t \times \text{LMTD} \\ &= 0,98 \times 285,31 \\ &= 279,6^{\circ}\text{F}\end{aligned}$$

3. Caloric Temperature

Untuk non-viscous fluid maka caloric temperatur dapat dipakai temperatur rata - rata :

Fluida panas : Exhaust gas

$$\begin{aligned}T_c &= (660 + 306,87)/2 \\ &= 483,44^{\circ}\text{F}\end{aligned}$$

Fluida dingin : air-uap

$$\begin{aligned}t_c &= (286,87 + 94,38)/2 \\ &= 190,63^{\circ}\text{F}\end{aligned}$$

4. Menentukan koefisien perpindahan panas konveksi untuk fluida dalam pipa.

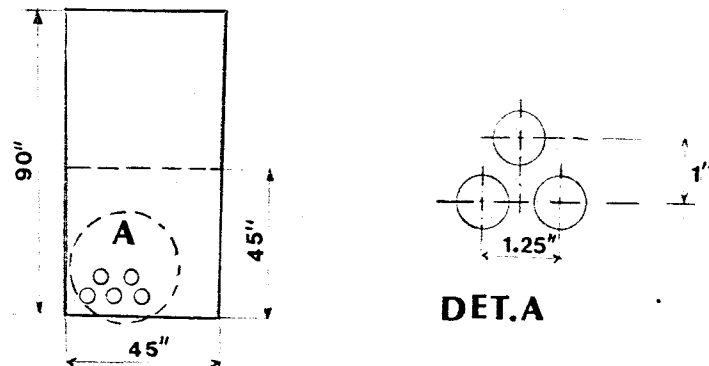
catatan : Dalam mendisain suatu penukar panas, sifatnya adalah trial & error, yaitu dengan melakukan coba-coba sampai terpenuhinya syarat yang diijinkan.

Dalam hal ini yang menjadi batasan adalah :

- Fouling faktor
- Back Pressure yang diijinkan

4. Misalkan dipakai susunan pipa sebagai berikut

- Panjang pipa, $L = 45''$
- Diameter pipa, $OD = 1''$
- Pitch, $P_t = 1,25''$, triangular pitch
- jumlah pase , $n = 2$



- jumlah pipa dalam satu baris = $45''/1,25''$
= 36 buah

karena dipakai triangular pitch maka susunan pipa adalah : 36,35,36,.....dan seterusnya dari bawah ke atas.

- Jumlah susunan pipa keatas adalah
= $90 \times (1,25 \times \sin 60^\circ)$
= 90 deret

- Jumlah total pipa adalah, $N_t = (36+35)(90/2)$
 $N_t = 3195$

- Flow area per tube , $at' = 0,546 \text{ in}^2$

- flow area total, $at = (N_t \times at'/144 \times n)$
= $3195 \times 0,546/144 \times 2$
= $6,06 \text{ ft}^2$

- Laju aliran exhaust gas per ft^2 :

$$\begin{aligned} G_t &= m_g / at \\ &= 84651,6/6,06 \\ &= 13975,4 \text{ lb/h.ft}^2 \end{aligned}$$

- Bilangan Reynold

$$Ret = \frac{D \cdot G_t}{\mu}$$

$$D = \text{dimeter dalam pipa} = 0,834 \text{ in} \\ = 0,0695 \text{ ft}$$

$$\mu = \text{viskositas kinematis pada} \\ \text{temperatur caloric (lamp-9)} \\ = 1,85 \times 10^{-5} \text{ lb/ft.s} \\ = 0,067 \text{ lb/ft.h}$$

$$\text{Ret} = \frac{0,0695 \times 13975,4}{0,067} \\ = 14497$$

-Koefisien perpindahan panas konveksi dalam pipa

$$h_i = (J_H \cdot k/D) (Pr)^{1/3} \cdot \phi_t$$

J_H dapat di cari dari grafik lamp-10
dimana untuk $\text{Ret} = 14497$ didapat ,
 $J_H = 50$

$k = 0.0225$ dicari dari tabel lamp.-9

$Pr = 0,683$ dicari dari tabel lamp.-9

$\phi_t = 1,0$ untuk gas dan non viscous fluid

Jadi

$$h_i = (50 \times 0,0225 / 0,0695)(0,683)^{1/3} \times 1,0 \\ = 14,225 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot \text{F}$$

$$h_{io} = h_i \times ID/OD \\ = 14,225 \times 0,834/1,0 \\ = 11,89 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot \text{F}$$

5. Koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi luar pipa

- Dari grafik lampiran-11, untuk beda temperatur $\Delta t_w =$

$$\delta = 20^{\circ}\text{F}, \text{ didapat}$$

- Latent Heat Transfer Coefficient

$$h_v = 900 \text{ Btu/h.ft}^2.\text{F}$$

- Sensible Heat Transfer Coefficient karena adanya konveksi bebas

$$h_s = 43 \text{ Btu/h.ft}^2.\text{F}$$

- Kalor latent untuk menguapkan 6561,72 lb/h air pada tekanan 55 psia adalah

$$\begin{aligned} Q_v &= m \times h_{fg} \\ &= 6561,72 \times 919,6 \\ &= 6.023.380 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

- Kalor sensible untuk memanaskan 6561,72 lb/h air pada tekanan 55 psia adalah :

$$\begin{aligned} Q_s &= m (h_{3f} - h_2) \\ &= 6561,72 \times (256,3 - 63,48) \\ &= 1.262.971 \end{aligned}$$

- Koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi luar pipa adalah

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Q_v + Q_s}{Q_v/h_v + Q_s/h_s} \\ &= \frac{6023380 + 1262971}{(6023380/900 + 1262971/43)} \\ &= 202,04 \text{ Btu/h.ft}^2 \text{ F} \end{aligned}$$

6. Koefisien perpindahan panas menyeluruh, untuk kondisi yang bersih,

$$\begin{aligned}
 U_c &= \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} \\
 &= \frac{11,85 \times 202,04}{11,85 + 202,04} \\
 &= 11,19 \text{ Btu/h.ft}^2\text{F}
 \end{aligned}$$

7. Faktor Pengotoran

Dari tabel lampiran-12 diketahui

- Rd untuk diesel engine ex.gas , $R_d = 0,01$
- Rd untuk boiler feed water, $R_d = 0,001$
- Total pengotoran

$$\begin{aligned}
 R_{d1} &= 0,001 + 0,01 \\
 &= 0,011
 \end{aligned}$$

8. Design over all Heat Transfer Coefficient, U_D

- surface per lin foot = 0,2183 (lamp.-13)
- Total surface $= N_t \times L \times 0,2183$
 $= 3195 \times (45/12) \times 0,2183$
 $= 2616 \text{ ft}^2 = 243 \text{ m}^2$

$$U_D = \frac{Q}{A \times \Delta T} = \frac{7.286.351}{2616 \times 279,6} = 9,96 \text{ Btu/h.ft}^2\text{F}$$

9. Faktor pengotoran sebenarnya

$$R_{d2} = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} = \frac{11,19 - 9,96}{11,19 \times 9,96} = 0,0011$$

10. Syarat pertama $Rd_2 \geq Rd_1$

$$0,011 = 0,011 \quad ; \text{ jadi memenuhi}$$

11. Pressure drop (Back Pressure)

- Faktor gesekan f , untuk $Re_t = 14497$ adalah

$$f = 0,00026 \text{ sg ft/sg in,} \quad [\text{grafik lamp-14}]$$

- specific gravity ex.gas pada T_c adalah

$$s = 0,042/62,4 \quad [\text{lamp-9}]$$

$$= 6,73 \times 10^{-4}$$

- pressure drop

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5,22 \times 10^{10} \times D \times s \times \phi_t} \\ &= \frac{(0,00026) \times (13975,4)^2 \times (45/12) \times 2}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0695 \times 6,73 \cdot 10^{-4} \times 1,0} \\ &= 0,156 \text{ psi} \\ &= 0,156/14,504 \text{ bar} \\ &= 0,01075 \text{ bar} \\ &= 10,75 \text{ mbar} \end{aligned}$$

- ΔP_r , dapat dicari pada grafik lampiran-15 dengan mengekstrapolasi didapat harga P_r negatif jadi dapat diabaikan.

$$\text{- Total pressure drop} = \Delta P_r = 10,75 \text{ mbar}$$

12. Syarat kedua adalah back pressure yang diijinkan agar tidak terlewati

$$\text{max back pressure} = 25 \text{ mbar}$$

$$\text{back pressure dari ex.gas boiler} = 10,75 \text{ mbar}$$

jadi memenuhi syarat.

BAB VI

KESIMPULAN & SARAN

6.1 KESIMPULAN

Dari perhitungan dan analisa yang telah dilakukan pada karya tulis ini, maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Turbo-Shaft Generator Compound System merupakan suatu cara yang baik untuk produksi listrik diatas kapal.
2. Kondisi uap yang menguntungkan pada instalasi turbin uap untuk memanfaatkan kembali energi exhaust gas adalah pada tekanan 55 psia, 287⁰F.
3. Turbo-Shaft Generator Compound System dapat beroperasi dari batas ambang frekwensi minimum yaitu pada pembebanan sekitar 63% (V=13,4 knots) sampai dengan 97,91% (V=15,59 knots) dari pembebanan maksimum.
4. Jika instalasi tersebut dipasang akan didapat penghematan pemakaian bahan bakar sebesar 1525 kg/hari.

Harga bahan bakar MDO adalah Rp 360,-/liter^{26>}, maka total rupiah yang dapat dihemat adalah :

$$\begin{aligned}\Delta Rp &= (1525/0,85) \times 360 \\ &= 645.000,- \text{ rupiah/hari}\end{aligned}$$

- 5 Dimensi boiler yang diperlukan, didasarkan pada luas permukaan perpindahan panasnya adalah sebagai berikut

Panjang = 45 in

Lebar = 45 in

Tinggi = 90 in

Pressure drop = 10,75 mbar

Luas permukaan perpindahan panas = 2616 ft^2

= 243 m^2

6.2 SARAN - SARAN

Secara teknis instalasi Turbo-Shaft Generator Compound System layak untuk dipasang. Tapi untuk memastikan apakah instalasi tersebut secara umum/menyeluruh dapat memberikan tingkat keuntungan yang baik, masih diperlukan analisa teknis-ekonomis yang lebih detail.

BAB VII

P E N U T U P

Dengan tanpa mengabaikan karunia-NYA, akhirnya tugas akhir ini dapat terselesaikan.

Kami telah berusaha menyajikan yang terbaik, dengan usaha yang maksimal, namun sebagai manusia biasa yang tak luput dari keterbatasan, kami menyadari sepenuhnya jika terdapat kekurangan-kekurangan yang masih perlu disempurnakan. Karena itu saran dan kritik yang positif sangat kami harapkan.

Akhir kata, semoga tulisan ini dapat bermanfaat.

Surabaya, Februari 1993

Penulis

DAFTAR PUSTAKA

- 1) Arismunandar, Wiranto, Penggerak mula -Turbin-, penerbit ITB, 1988
- 2) Babcock & Wilcock Company, - Steam Power Plant -
- 3) Gallin, C. Konsep-konsep tentang penghematan energi di kapal, Journal majalah Mak,___
- 4) Grossmann, G. Materi kuliah tamu tgl 1-4 april 1985, FTK, ITS, 1985
- 5) Harrington, L.R., editor, Marine Engineering, SNAME, 1977
- 6) Kern D.Q., Process Heat Transfer, Mic Graw Hill, 1983
- 7) Kreith, Frank. alih bahasa; Prijono, Arko, Perpindahan Panas, Penerbit Erlangga 1986
- 8) MAN, Project Planning Manual -four stroke diesel engine type L+V 40/45,-,___
- 9) MAN, Project Planning Manual -two stroke diesel engine MC/MCE Programe,-,___
- 10) Milton, J.H., Marine Steam Boiler,___
- 11) Orianto, M., Makalah seminar BPPT-ITS Kelautan tanggal 21 September 1992
- 12) Reynolds, William C.; Perkins, Henry C.; alih bahasa Harahap, Filino, Termodinamika Teknik, Penerbit Erlangga, 1987
- 13) Yanmar, Diesel Generator Technical Data,___

Lampiran 1 :

**Perhitungan termodinamika sistem
pada beberapa tekanan kerja boiler
dalam kondisi uap jenuh**

TABEL - ANALISA TERMODINAMIKA UNTUK TEKanan KERJA BOILER 160 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja	$P_b = 160.00$	psia
	Temperatur kerja	$T_b = 363.55$	F
	Entalpi uap yang dihasilkan	$h_b = 1195.1$	Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin		
	$P_3 = 0.9 * P_b$	$P_3 = 144.00$	psia
	Dari tabel ; $P_a = 140.0 ; h_a = 1193.00 ; s_a = 1.5752$ $P_b = 160.0 ; h_b = 1195.10 ; s_b = 1.5641$		
	$h_3 = h_a + (h_b - h_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$h_3 = 1193.42$	Btu/lb
	$s_3 = s_a + (s_b - s_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$s_3 = 1.57298$	Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin		
	$P_4 = 0.8$		
	$x_4 = 0.9$		
	Dari tabel ; $h_{f4} = 62.39 ; s_{f4} = 0.1117$ $h_{fg4} = 1040.30 ; s_{fg4} = 1.8775$		
	$x_{4s} = (s_3 - s_4)/s_{fg4}$	$x_{4s} = 0.78$	-
	$h_{4s} = h_{f4} + x_{4s} * h_{fg4}$	$h_{4s} = 872.07$	Btu/lb
	$h_4 = h_{f4} + x_4 * h_{fg4}$	$h_4 = 998.66$	Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap		
	$w_{Ts} = h_3 - h_{4s}$	$w_{Ts} = 321.35$	Btu/lb
	$w_T = h_3 - h_4$	$w_T = 194.76$	Btu/lb
	$E_{ft} = w_T / w_{Ts}$	$E_{ft} = 0.61$	-
1	Kondisi air keluar kondensor		
	$P_1 = 0.8$, cair jenuh		
	Dari tabel ; $h_1 = 62.39$ $v_{f1} = 0.01611$	$h_1 = 62.39$	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air		
	$h_{2s} = h_1 + v_{f1}(P_b - P_1)$	$h_{2s} = 64.95$	Btu/lb
	$w_{Ps} = h_{2s} - h_1$	$w_{Ps} = 2.56$	Btu/lb
	$w_P = w_{Ps}/0.8$	$w_P = 3.21$	Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler		
	$h_2 = h_1 + w_P$	$h_2 = 65.60$	Btu/lb
	$q_u = h_b - h_2$	$q_u = 1129.50$	Btu/lb

TABEL - lanjutan, TEKANAN KERJA BOILER 160 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 383.55	F
DAYA	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 73.99	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 5374225.32	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$ $m = Qg / qu$	m = 4758.04	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$ $Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 926675.80 Wt = 271.52	Btu/h kW
	$Wp = m * wP$ $Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 15253.75 Wp = 4.47	Btu/h kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet= 267.05	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$ efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 241.01	kW

TABEL - ANALISA TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 120 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja	Pb = 120.00	psia
	Temperatur kerja	Tb = 341.27	F
	Entalpi uap yang dihasilkan	hb = 1190.4	Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin		
	$P3 = 0.9 * Pb$	P3 = 108.00	psia
	Dari tabel ; $Pa = 100.0 ; ha = 1187.20 ; sa = 1.6027$ $Pb = 120.0 ; hb = 1190.40 ; sb = 1.5879$		
	$h3 = ha + (hb-ha)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$	h3 = 1188.48	Btu/lb
	$s3 = sa + (sb-sa)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$	s3 = 1.59678	Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin		
	$P4 = 0.8$		
	$x4 = 0.9$		
	Dari tabel ; $hf4 = 62.39 ; sf4 = 0.1117$ $hfg4 = 1040.30 ; sfg4 = 1.8775$		
	$x4s = (s3-s4)/sfg4$	x4s = 0.79	-
	$h4s = hf4 + x4s * hfg4$	h4s = 885.25	Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap		
	$wTs = h3 - h4s$	wTs = 303.23	Btu/lb
	$wT = h3 - h4$	wT = 189.82	Btu/lb
1	Kondisi air keluar kondensor		
	$P1 = 0.8$, cair jenuh		
	Dari tabel ; $h1 = 62.39$ $vf1 = 0.01611$	h1 = 62.39	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air		
	$h2s = h1 + vf1(Pb-P1)$	h2s = 64.31	Btu/lb
	$wPs = h2s - h1$	wPs = 1.92	Btu/lb
	$wP = wPs/0.8$	wP = 2.40	Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler		
	$h2 = h1 + wP$	h2 = 64.79	Btu/lb
	$qu = hb - h2$	qu = 1125.61	Btu/lb

TABEL - lanjutan, _ TEKANAN KERJA BOILER 120 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 361.27	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 68.56	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 5807351.53	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 5159.29	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wt$	Wt = 979337.29	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 286.95	kW
	$Wp = m * wp$	Wp = 12384.32	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 3.63	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet= 283.32	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 255.69	kW

TABEL - ANALISA TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 80 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja Temperatur kerja Entalpi uap yang dihasilkan	Pb = 80.00 Tb = 312.04 hb = 1183.10	psia F Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin ----- P3 = 0.9 * Pb Dari tabel ; Pa = 70.0 ; ha = 1180.60 ; sa = 1.6316 Pb = 80.0 ; hb = 1183.10 ; sb = 1.6208 h3 = ha + (hb-ha)(P3-Pa)/(Pb-Pa) s3 = sa + (sb-sa)(P3-Pa)/(Pb-Pa)	P3 = 72.00 h3 = 1181.10 s3 = 1.6294	psia Btu/lb Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin ----- P4 = 0.80 x4 = 0.90 Dari tabel ; hf4 = 62.39 ; sf4 = 0.1117 hfg4 = 1040.30 ; sfg4 = 1.8775 x4s = (s3-s4)/sfg4 h4s = hf4 + x4s * hfg4 h4 = hf4 + x4 * hfg4	 x4s = 0.81 h4s = 903.35 h4 = 998.66	 - Btu/lb Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap ----- wTs = h3 - h4s wT = h3 - h4 Eft = wT / wTs	wTs = 277.75 wT = 182.44 Eft = 0.66	Btu/lb Btu/lb -
1	Kondisi air keluar kondensor ----- P1 = 0.80 , cair jenuh Dari tabel ; h1 = 62.39 vf1 = 0.02	 h1 = 62.39	 Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air ----- h2s = h1 + vf1(Pb-P1) wPs = h2s - h1 wP = wPs/0.8	 h2s = 63.67 wPs = 1.28 wP = 1.59	 Btu/lb Btu/lb Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler ----- h2 = h1 + wP qu = hb - h2	 h2 = 63.98 qu = 1119.12	 Btu/lb Btu/lb

TABEL - lanjutan, _ TEKANAN KERJA BOILER 80 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 332.04	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 61.43	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 6375586.67	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 5696.99	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 1039358.71	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 304.53	kW
	$Wp = m * WP$	Wp = 9086.07	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 2.66	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet= 301.87	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 272.44	kW

TABEL - ANALISA TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 60 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja Temperatur kerja Entalpi uap yang dihasilkan	Pb = 60.00 Tb = 292.71 hb = 1177.60	psia F Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin $P3 = 0.9 * Pb$ Dari tabel ; $Pa = 50.0 ; ha = 1174.10 ; sa = 1.6585$ $Pb = 60.0 ; hb = 1177.60 ; sb = 1.6440$ $h3 = ha + (hb-ha)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$ $s3 = sa + (sb-sa)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$	P3 = 54.00 h3 = 1175.50 s3 = 1.6527	psia Btu/lb Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin $P4 = 0.80$ $x4 = 0.90$ Dari tabel ; $hf4 = 62.39 ; sf4 = 0.1117$ $hfg4 = 1040.30 ; sfg4 = 1.8775$ $x4s = (s3-s4)/sfg4$ $h4s = hf4 + x4s * hfg4$ $h4 = hf4 + x4 * hfg4$	 x4s = 0.82 h4s = 916.24 h4 = 998.66	- Btu/lb Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap $wTs = h3 - h4s$ $wT = h3 - h4$ $Eft = wT / wTs$	wTs = 259.26 wT = 176.84 Eft = 0.68	Btu/lb Btu/lb -
1	Kondisi air keluar kondensor $P1 = 0.80$, cair jenuh Dari tabel ; $h1 = 62.39$ $vf1 = 0.02$	 h1 = 62.39	 Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air $h2s = h1 + vf1(Pb-P1)$ $wPs = h2s - h1$ $wP = wPs/0.8$	 h2s = 63.34 wPs = 0.95 wP = 1.19	 Btu/lb Btu/lb Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler $h2 = h1 + wP$ $qu = hb - h2$	 h2 = 63.58 qu = 1114.02	 Btu/lb Btu/lb

TABEL - lanjutan, TEKANAN KERJA BOILER 60 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 312.71	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 56.72	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 6751364.48	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 6060.37	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 1071716.48	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 314.01	kW
	$Wp = m * WP$	Wp = 7224.81	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 2.12	kW
	$W netto = Wt - Wp$	Wnet= 311.90	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, Em = 0.95		
	efisiensi generator, Eg = 0.95		
	Daya listrik = W netto * Em * Eg	Pex = 281.49	kW

TABEL - ANALISA TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 50 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja	$P_b = 50.00$	psia
	Temperatur kerja	$T_b = 281.02$	F
	Entalpi uap yang dihasilkan	$h_b = 1174.10$	Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin		
	$P_3 = 0.9 * P_b$	$P_3 = 45.00$	psia
	Dari tabel ; $P_a = 40.0$; $h_a = 1169.80$; $s_a = 1.6765$ $P_b = 50.0$; $h_b = 1174.10$; $s_b = 1.6585$		
	$h_3 = h_a + (h_b - h_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$h_3 = 1171.95$	Btu/lb
	$s_3 = s_a + (s_b - s_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$s_3 = 1.6675$	Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin		
	$P_4 = 0.80$		
	$x_4 = 0.90$		
	Dari tabel ; $h_{f4} = 62.39$; $s_{f4} = 0.1117$ $h_{fg4} = 1040.30$; $s_{fg4} = 1.8775$		
	$x_{4s} = (s_3 - s_4)/s_{fg4}$	$x_{4s} = 0.83$	-
Turbin	Kerja turbin per lb uap		
	$w_{Ts} = h_3 - h_{4s}$	$w_{Ts} = 247.51$	Btu/lb
	$w_T = h_3 - h_4$	$w_T = 173.29$	Btu/lb
	$E_{ft} = w_T / w_{Ts}$	$E_{ft} = 0.70$	-
1	Kondisi air keluar kondensor		
	$P_1 = 0.80$, cair jenuh		
	Dari tabel ; $h_1 = 62.39$ $v_{f1} = 0.02$	$h_1 = 62.39$	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air		
	$h_{2s} = h_1 + v_{f1}(P_b - P_1)$	$h_{2s} = 63.18$	Btu/lb
	$w_{Ps} = h_{2s} - h_1$	$w_{Ps} = 0.79$	Btu/lb
	$w_P = w_{Ps}/0.8$	$w_P = 0.99$	Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler		
	$h_2 = h_1 + w_P$	$h_2 = 63.38$	Btu/lb
	$q_u = h_b - h_2$	$q_u = 1110.72$	Btu/lb

TABEL - lanjutan, _ TEKANAN KERJA BOILER 50 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 301.02	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 53.87	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 6978619.66	Btu/h
DAYA	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 6282.97	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 1088776.50	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 319.01	kW
	$Wp = m * WP$	Wp = 6224.95	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.82	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet= 317.19	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 286.26	kW

TABEL - ANALISA TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 40 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja Temperatur kerja Entalpi uap yang dihasilkan	$P_b = 40.00$ $T_b = 267.25$ $h_b = 1169.80$	psia F Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin ----- $P_3 = 0.9 \cdot P_b$ Dari tabel ; $P_a = 30.0$; $h_a = 1164.10$; $s_a = 1.6995$ $P_b = 40.0$; $h_b = 1169.80$; $s_b = 1.6765$ $h_3 = h_a + (h_b - h_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$ $s_3 = s_a + (s_b - s_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$P_3 = 36.00$ $h_3 = 1167.52$ $s_3 = 1.6857$	psia Btu/lb Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin ----- $P_4 = 0.80$ $x_4 = 0.90$ Dari tabel ; $h_{f4} = 62.39$; $s_{f4} = 0.1117$ $h_{fg4} = 1040.30$; $s_{fg4} = 1.8775$ $x_{4s} = (s_3 - s_4)/s_{fg4}$ $h_{4s} = h_{f4} + x_{4s} \cdot h_{fg4}$ $h_4 = h_{f4} + x_4 \cdot h_{fg4}$	$x_{4s} = 0.84$ $h_{4s} = 934.52$ $h_4 = 998.66$	- Btu/lb Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap ----- $w_{Ts} = h_3 - h_{4s}$ $w_T = h_3 - h_4$ $E_{ft} = w_T / w_{Ts}$	$w_{Ts} = 233.00$ $w_T = 168.86$ $E_{ft} = 0.72$	Btu/lb Btu/lb -
1	Kondisi air keluar kondensor ----- $P_1 = 0.80$, cair jenuh Dari tabel ; $h_1 = 62.39$ $v_{f1} = 0.02$	$h_1 = 62.39$	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air ----- $h_{2s} = h_1 + v_{f1}(P_b - P_1)$ $w_{Ps} = h_{2s} - h_1$ $w_P = w_{Ps}/0.8$	$h_{2s} = 63.02$ $w_{Ps} = 0.63$ $w_P = 0.79$	Btu/lb Btu/lb Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler ----- $h_2 = h_1 + w_P$ $q_u = h_b - h_2$	$h_2 = 63.18$ $q_u = 1106.62$	Btu/lb Btu/lb

TABEL - lanjutan, _ TEKANAN KERJA BOILER 40 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 287.25	F
DAYA	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 50.52	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 7246310.32	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$ $m = Qg / qu$	m = 6548.14	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wt$ $Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 1105719.48 Wt = 323.98	Btu/h kW
	$Wp = m * wp$ $Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 5169.04 Wp = 1.51	Btu/h kW
	$W netto = Wt - Wp$	Wnet= 322.46	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$ efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$Daya listrik = W netto * Em * Eg$	Pex = 291.02	kW

TABEL - ANALISA TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja Temperatur kerja Entalpi uap yang dihasilkan	$P_b = 55.00$ $T_b = 286.87$ $h_b = 1175.9$	psia F Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin $P_3 = 0.9 * P_b$ Dari tabel ; $P_a = 40.0$; $h_a = 1169.80$; $s_a = 1.6763$ $P_b = 50.0$; $h_b = 1174.10$; $s_b = 1.6585$ $h_3 = h_a + (h_b - h_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$ $s_3 = s_a + (s_b - s_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$P_3 = 49.50$ $h_3 = 1173.89$ $s_3 = 1.65939$	psia Btu/lb Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin $P_4 = 0.8$ $x_4 = 0.9$ Dari tabel ; $h_{f4} = 62.39$; $s_{f4} = 0.1117$ $h_{fg4} = 1040.30$; $s_{fg4} = 1.8775$ $x_{4s} = (s_3 - s_4)/s_{fg4}$ $h_{4s} = h_{f4} + x_{4s} * h_{fg4}$ $h_4 = h_{f4} + x_4 * h_{fg4}$	 $x_{4s} = 0.82$ $h_{4s} = 919.95$ $h_4 = 998.66$	- Btu/lb Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap $w_{Ts} = h_3 - h_{4s}$ $w_T = h_3 - h_4$ $E_{ft} = w_T / w_{Ts}$	$w_{Ts} = 253.94$ $w_T = 175.23$ $E_{ft} = 0.69$	Btu/lb Btu/lb -
1	Kondisi air keluar kondensor $P_1 = 0.8$, cair jenuh Dari tabel ; $h_1 = 62.39$ $v_{f1} = 0.01611$	$h_1 = 62.39$	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air $h_{2s} = h_1 + v_{f1}(P_b - P_1)$ $w_{Ps} = h_{2s} - h_1$ $w_P = w_{Ps}/0.8$	$h_{2s} = 63.26$ $w_{Ps} = 0.87$ $w_P = 1.09$	Btu/lb Btu/lb Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler $h_2 = h_1 + w_P$ $q_u = h_b - h_2$	$h_2 = 63.48$ $q_u = 1112.42$	Btu/lb Btu/lb

TABEL - lanjutan, TEKAMAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR = 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 306.87	F
DAYA	Energi		
	$hgi = (78/320) * tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
	$hgo = (78/320) * tgo - 19.5$	hgo = 55.30	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi - hgo)$	Qg = 6864894.87	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 6171.14	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 1081338.68	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 316.83	kW
	$Wp = m * WP$	Wp = 6735.51	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.97	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet = 314.86	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 284.16	kW

Lampiran 2 :

**Perhitungan termodinamika sistem
pada beberapa tekanan kerja boiler
dalam kondisi uap kering**

TABEL - TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 160 PSIA SUPERHATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja	$P_b = 160.00$	psia
	Temperatur kerja	$T_b = 500.00$	F
	Entalpi uap yang dihasilkan	$h_b = 1273.3$	Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin		
	$P_3 = 0.9 * P_b$	$P_3 = 144.00$	psia
	Dari tabel ; $P_a = 140.0$; $h_a = 1275.30$; $s_a = 1.6686$ $P_b = 160.0$; $h_b = 1273.30$; $s_b = 1.6522$		
	$h_3 = h_a + (h_b - h_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$h_3 = 1274.90$	Btu/lb
	$s_3 = s_a + (s_b - s_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$s_3 = 1.66532$	Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin		
	$P_4 = 0.8$		
	$x_4 = 0.9$		
	Dari tabel ; $h_{f4} = 62.39$; $s_{f4} = 0.1117$ $h_{fg4} = 1040.30$; $s_{fg4} = 1.8775$		
	$x_{4s} = (s_3 - s_4)/s_{fg4}$	$x_{4s} = 0.83$	-
	$h_{4s} = h_{f4} + x_{4s} * h_{fg4}$	$h_{4s} = 923.23$	Btu/lb
	$h_4 = h_{f4} + x_4 * h_{fg4}$	$h_4 = 998.66$	Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap		
	$w_{Ts} = h_3 - h_{4s}$	$w_{Ts} = 351.67$	Btu/lb
	$w_T = h_3 - h_4$	$w_T = 276.24$	Btu/lb
	$E_{ft} = w_T / w_{Ts}$	$E_{ft} = 0.79$	-
1	Kondisi air keluar kondensor		
	$P_1 = 0.8$, cair jenuh		
	Dari tabel ; $h_1 = 62.39$ $v_{f1} = 0.01611$	$h_1 = 62.39$	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air		
	$h_{2s} = h_1 + v_{f1}(P_b - P_1)$	$h_{2s} = 64.95$	Btu/lb
	$w_{Ps} = h_{2s} - h_1$	$w_{Ps} = 2.56$	Btu/lb
	$w_P = w_{Ps}/0.8$	$w_P = 3.21$	Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler		
	$h_2 = h_1 + w_P$	$h_2 = 65.60$	Btu/lb
	$q_u = h_b - h_2$	$q_u = 1207.70$	Btu/lb

TABEL - lanjutan, TEKANAN KERJA BOILER 160 PSIA SUPERHATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 520.00	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 107.25	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 2721618.90	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 2253.55	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 622520.04	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 182.40	kW
	$Wp = m * WP$	Wp = 7224.63	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 2.12	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet= 180.28	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 162.70	kW

TABEL - TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 160 PSIA SUPERHATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja	$P_b = 160.00$	psia
	Temperatur kerja	$T_b = 400.00$	F
	Entalpi uap yang dihasilkan	$h_b = 1217.4$	8tu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin		
	$P_3 = 0.9 * P_b$	$P_3 = 144.00$	psia
	Dari tabel ; $P_a = 140.0$; $h_a = 1220.80$; $s_a = 1.6085$ $P_b = 160.0$; $h_b = 1217.40$; $s_b = 1.5906$		
	$h_3 = h_a + (h_b - h_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$h_3 = 1220.12$	8tu/lb
	$s_3 = s_a + (s_b - s_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$s_3 = 1.60492$	8tu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin		
	$P_4 = 0.8$		
	$x_4 = 0.9$		
	Dari tabel ; $h_{f4} = 62.39$; $s_{f4} = 0.1117$ $h_{fg4} = 1040.30$; $s_{fg4} = 1.8775$		
	$x_{4s} = (s_3 - s_4)/s_{fg4}$	$x_{4s} = 0.80$	-
	$h_{4s} = h_{f4} + x_{4s} * h_{fg4}$	$h_{4s} = 889.77$	8tu/lb
	$h_4 = h_{f4} + x_4 * h_{fg4}$	$h_4 = 998.66$	8tu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap		
	$w_{Ts} = h_3 - h_{4s}$	$w_{Ts} = 330.35$	8tu/lb
	$w_T = h_3 - h_4$	$w_T = 221.46$	8tu/lb
	$E_{ft} = w_T / w_{Ts}$	$E_{ft} = 0.67$	-
1	Kondisi air keluar kondensor		
	$P_1 = 0.8$, cair jenuh		
	Dari tabel ; $h_1 = 62.39$ $v_{f1} = 0.01611$	$h_1 = 62.39$	8tu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air		
	$h_{2s} = h_1 + v_{f1}(P_b - P_1)$	$h_{2s} = 64.95$	8tu/lb
	$w_{Ps} = h_{2s} - h_1$	$w_{Ps} = 2.56$	8tu/lb
	$w_P = w_{Ps}/0.8$	$w_P = 3.21$	8tu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler		
	$h_2 = h_1 + w_P$	$h_2 = 65.60$	8tu/lb
	$q_u = h_b - h_2$	$q_u = 1151.80$	8tu/lb

TABEL - lanjutan, TEKANAN KERJA BOILER 160 PSIA SUPERHATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 420.00	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 82.88	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 4665632.40	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 4050.72	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 897071.77	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 262.84	kW
	$Wp = m * WP$	Wp = 12986.15	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 3.80	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet= 259.04	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 233.78	kW

TABEL - TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 120 PSIA SUPERHEATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja Temperatur kerja Entalpi uap yang dihasilkan	Pb = 120.00 Tb = 500.00 hb = 1277.4	psia F Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin P3 = 0.9 * Pb Dari tabel ; Pa = 100.0 ; ha = 1279.30 ; sa = 1.7088 Pb = 120.0 ; hb = 1277.40 ; sb = 1.6872 h3 = ha + (hb-ha)(P3-Pa)/(Pb-Pa) s3 = sa + (sb-sa)(P3-Pa)/(Pb-Pa)	P3 = 108.00 h3 = 1278.54 s3 = 1.70016	psia Btu/lb
4	Kondisi uap keluar turbin P4 = 0.8 x4 = 0.9 Dari tabel ; hf4 = 62.39 ; sf4 = 0.1117 hfg4 = 1040.30 ; sfg4 = 1.8775 x4s = (s3-s4)/sfg4 h4s = hf4 + x4s * hfg4 h4 = hf4 + x4 * hfg4	x4s = 0.85 h4s = 942.54 h4 = 998.66	Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap wTs = h3 - h4s wT = h3 - h4 nT = wT / wTs	wTs = 336.00 wT = 279.88 nT = 0.83	Btu/lb
1	Kondisi air keluar kondensor P1 = 0.8 , cair jenuh Dari tabel ; h1 = 62.39 vf1 = 0.01611	h1 = 62.39	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air h2s = h1 + vf1(Pb-P1) wPs = h2s - h1 wP = wPs/0.8	h2s = 64.31 wPs = 1.92 wP = 2.40	Btu/lb Btu/lb Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler h2 = h1 + wP qu = hb - h2	h2 = 64.79 qu = 1212.61	Btu/lb Btu/lb

TABEL - lanjutan, _ TEKANAN KERJA BOILER 120 PSIA SUPERHEATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	KW
	Beban, % MCR	%MCR = 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20$	tgo = 420.00	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 82.88	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 4665632.40	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 4024.49	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wt$	Wt = 915250.00	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 268.17	KW
	$Wp = m * wp$	Wp = 9660.35	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 2.83	KW
	$W netto = Wt - Wp$	Wnet = 265.34	KW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	Daya listrik = $W netto * Em * Eg$	Pex = 239.47	KW

TABEL - TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 120 PSIA SUPERHEATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja	$P_b = 120.00$	psia
	Temperatur kerja	$T_b = 400.00$	F
	Entalpi uap yang dihasilkan	$h_b = 1224.1$	Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin		
	$P_3 = 0.9 * P_b$	$P_3 = 108.00$	psia
	Dari tabel ; $P_a = 100.0 ; h_a = 1227.40 ; s_a = 1.6516$ $P_b = 120.0 ; h_b = 1224.10 ; s_b = 1.6286$		
	$h_3 = h_a + (h_b - h_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$h_3 = 1226.08$	Btu/lb
	$s_3 = s_a + (s_b - s_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$s_3 = 1.6424$	
4	Kondisi uap keluar turbin		
	$P_4 = 0.8$		
	$x_4 = 0.9$		
	Dari tabel ; $h_{f4} = 62.39 ; s_{f4} = 0.1117$ $h_{fg4} = 1040.30 ; s_{fg4} = 1.8775$		
	$x_{4s} = (s_3 - s_4)/s_{fg4}$	$x_{4s} = 0.82$	
	$h_{4s} = h_{f4} + x_{4s} * h_{fg4}$	$h_{4s} = 910.53$	
	$h_4 = h_{f4} + x_4 * h_{fg4}$	$h_4 = 998.66$	Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap		
	$w_{Ts} = h_3 - h_{4s}$	$w_{Ts} = 315.55$	
	$w_T = h_3 - h_4$	$w_T = 227.42$	Btu/lb
	$n_T = w_T / w_{Ts}$	$n_T = 0.72$	
1	Kondisi air keluar kondensor		
	$P_1 = 0.8$, cair jenuh		
	Dari tabel ; $h_1 = 62.39$ $v_{f1} = 0.01611$	$h_1 = 62.39$	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air		
	$h_{2s} = h_1 + v_{f1}(P_b - P_1)$	$h_{2s} = 64.31$	Btu/lb
	$w_{Ps} = h_{2s} - h_1$	$w_{Ps} = 1.92$	Btu/lb
	$w_P = w_{Ps}/0.8$	$w_P = 2.40$	Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler		
	$h_2 = h_1 + w_P$	$h_2 = 64.79$	Btu/lb
	$q_u = h_b - h_2$	$q_u = 1159.31$	Btu/lb

TABEL - lanjutan, TEKANAN KERJA BOILER 120 PSIA SUPERHEATED STEAM

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR = 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20$	tgo = 520.00	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 107.25	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 2721618.90	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 2244.43	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$	Wt = 628171.42	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 184.05	kW
	$Wp = m * wP$	Wp = 5387.51	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.58	kW
	$W netto = Wt - Wp$	Wnet = 182.48	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	Daya listrik = $W netto * Em * Eg$	Pex = 164.68	kW

TABEL - TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 80 PSIA SUPERHATED STEAM 500 C

KONDISI	ITEM	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja	$P_b = 80.00$	psia
	Temperatur kerja	$T_b = 500.00$	F
	Entalpi uap yang dihasilkan	$h_b = 1281.3$	Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin		
	$P_3 = 0.9 * P_b$	$P_3 = 72.00$	psia
	Dari tabel ; $P_a = 60.0$; $h_a = 1283.20$; $s_a = 1.7681$ $P_b = 160.0$; $h_b = 1281.30$; $s_b = 1.7349$		
	$h_3 = h_a + (h_b - h_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$h_3 = 1282.97$	Btu/lb
	$s_3 = s_a + (s_b - s_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$s_3 = 1.7641$	Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin		
	$P_4 = 0.8$		
	$x_4 = 0.9$		
	Dari tabel ; $h_{f4} = 62.39$; $s_{f4} = 0.1117$ $h_{fg4} = 1040.30$; $s_{fg4} = 1.8775$		
	$x_{4s} = (s_3 - s_4)/s_{fg4}$	$x_{4s} = 0.88$	-
	$h_{4s} = h_{f4} + x_{4s} * h_{fg4}$	$h_{4s} = 977.97$	Btu/lb
	$h_4 = h_{f4} + x_4 * h_{fg4}$	$h_4 = 998.66$	Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap		
	$w_{Ts} = h_3 - h_{4s}$	$w_{Ts} = 305.00$	Btu/lb
	$w_T = h_3 - h_4$	$w_T = 284.31$	Btu/lb
	$E_{ft} = w_T / w_{Ts}$	$E_{ft} = 0.93$	-
1	Kondisi air keluar kondensor		
	$P_1 = 0.8$, cair jenuh		
	Dari tabel ; $h_1 = 62.39$ $v_{f1} = 0.01611$	$h_1 = 62.39$	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air		
	$h_{2s} = h_1 + v_{f1}(P_b - P_1)$	$h_{2s} = 63.67$	Btu/lb
	$w_{Ps} = h_{2s} - h_1$	$w_{Ps} = 1.28$	Btu/lb
	$w_P = w_{Ps}/0.8$	$w_P = 1.59$	Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler		
	$h_2 = h_1 + w_P$	$h_2 = 63.98$	Btu/lb
	$q_u = h_b - h_2$	$q_u = 1217.32$	Btu/lb

TABEL - lanjutan, TEKANAN KERJA BOILER 80 PSIA SUPERHATED STEAM 500 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 520.00	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 107.25	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 2721618.90	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 2235.76	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wt$	Wt = 635652.11	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 186.25	kW
	$Wp = m * wp$	Wp = 3565.78	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.04	kW
	$W netto = Wt - Wp$	Wnet= 185.20	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$Daya listrik = W netto * Em * Eg$	Pex = 167.14	kW

TABEL — TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 80 PSIA SUPERHATED STEAM 400 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja Temperatur kerja Entalpi uap yang dihasilkan	Pb = 80.00 Tb = 400.00 hb = 1230.5	psia F Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin ----- P3 = 0.9 * Pb Dari tabel ; Pa = 60.0 ; ha = 1233.50 ; sa = 1.7134 Pb = 160.0 ; hb = 1230.50 ; sb = 1.6790 h3 = ha + (hb-ha)(P3-Pa)/(Pb-Pa) s3 = sa + (sb-sa)(P3-Pa)/(Pb-Pa)	P3 = 72.00 h3 = 1233.14 s3 = 1.7093	psia Btu/lb Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin ----- P4 = 0.8 x4 = 0.9 Dari tabel ; hf4 = 62.39 ; sf4 = 0.1117 hfg4 = 1040.30 ; sfg4 = 1.8775 x4s = (s3-s4)/sfg4 h4s = hf4 + x4s * hfg4 h4 = hf4 + x4 * hfg4	 x4s = 0.85 h4s = 947.59 h4 = 998.66	- Btu/lb Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap ----- wTs = h3 - h4s wT = h3 - h4 Eft = wT / wTs	wTs = 285.55 wT = 234.48 Eft = 0.82	Btu/lb Btu/lb -
1	Kondisi air keluar kondensor ----- P1 = 0.8 , cair jenuh Dari tabel ; h1 = 62.39 vf1 = 0.01611	h1 = 62.39	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air ----- h2s = h1 + vf1(Pb-P1) wPs = h2s - h1 wP = wPs/0.8	h2s = 63.67 wPs = 1.28 wP = 1.59	Btu/lb Btu/lb Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler ----- h2 = h1 + wP qu = hb - h2	h2 = 63.98 qu = 1166.52	Btu/lb Btu/lb

TABEL - lanjutan, _ TEKANAN KERJA BOILER 80 PSIA SUPERHATED STEAM 400 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 420.00	F
DAYA	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 82.88	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 4665632.40	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 3999.63	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 937833.96	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 274.79	kW
	$Wp = m * WP$	Wp = 6378.97	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.87	kW
	$W netto = Wt - Wp$	Wnet= 272.92	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	Daya listrik = $W netto * Em * Eg$	Pex = 246.31	kW

TABEL - TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 60 PSIA SUPERHATED STEAM 400 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja Temperatur kerja Entalpi uap yang dihasilkan	Pb = 60.00 Tb = 400.00 hb = 1233.5	psia F Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin $P3 = 0.9 * Pb$ Dari tabel ; $Pa = 40.0 ; ha = 1236.40 ; sa = 1.7068$ $Pb = 60.0 ; hb = 1233.50 ; sb = 1.7134$ $h3 = ha + (hb-ha)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$ $s3 = sa + (sb-sa)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$	P3 = 54.00 h3 = 1234.37 s3 = 1.7114	psia Btu/lb Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin $P4 = 0.8$ $x4 = 0.9$ Dari tabel ; $hf4 = 62.39 ; sf4 = 0.1117$ $hfg4 = 1040.30 ; sfg4 = 1.8775$ $x4s = (s3-s4)/sfg4$ $h4s = hf4 + x4s * hfg4$ $h4 = hf4 + x4 * hfg4$	 x4s = 0.85 h4s = 948.78 h4 = 998.66	 - Btu/lb Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap $wTs = h3 - h4s$ $wT = h3 - h4$ $Eft = wT / wTs$	wTs = 285.59 wT = 235.71 Eft = 0.83	Btu/lb Btu/lb -
1	Kondisi air keluar kondensor $P1 = 0.8$, cair jenuh Dari tabel ; $h1 = 62.39$ $vf1 = 0.01611$	 h1 = 62.39	 Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air $h2s = h1 + vf1(Pb-P1)$ $wPs = h2s - h1$ $wP = wPs/0.8$	 h2s = 63.34 wPs = 0.95 wP = 1.19	 Btu/lb Btu/lb Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler $h2 = h1 + wP$ $qu = hb - h2$	 h2 = 63.58 qu = 1169.92	 Btu/lb Btu/lb

TABEL - lanjutan, TEKANAN KERJA BOILER 60 PSIA SUPERHATED STEAM 400 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 420.00	F
DAYA	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 82.88	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 4665632.40	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 3988.00	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 940011.47	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 275.42	kW
	$Wp = m * WP$	Wp = 4754.25	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.39	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet= 274.03	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 247.31	kW

TABEL - TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 60 PSIA SUPERHATED STEAM 300 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja	Pb = 60.00	psia
	Temperatur kerja	Tb = 300.00	F
	Entalpi uap yang dihasilkan	hb = 1181.6	Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin		
	$P3 = 0.9 * Pb$	P3 = 54.00	psia
	Dari tabel ; $Pa = 40.0 ; ha = 1186.60 ; sa = 1.6992$ $Pb = 60.0 ; hb = 1181.60 ; sb = 1.6492$		
	$h3 = ha + (hb-ha)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$	h3 = 1183.10	Btu/lb
	$s3 = sa + (sb-sa)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$	s3 = 1.6642	Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin		
	$P4 = 0.8$		
	$x4 = 0.9$		
	Dari tabel ; $hf4 = 62.39 ; sf4 = 0.1117$ $hfg4 = 1040.30 ; sfg4 = 1.8775$		
	$x4s = (s3-s4)/sfg4$	x4s = 0.83	-
	$h4s = hf4 + x4s * hfg4$	h4s = 922.61	Btu/lb
	$h4 = hf4 + x4 * hfg4$	h4 = 998.66	Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap		
	$wTs = h3 - h4s$	wTs = 260.49	Btu/lb
	$wT = h3 - h4$	wT = 184.44	Btu/lb
	$Eft = wT / wTs$	Eft = 0.71	-
1	Kondisi air keluar kondensor		
	$P1 = 0.8$, cair jenuh		
	Dari tabel ; $h1 = 62.39$ $vf1 = 0.01611$	h1 = 62.39	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air		
	$h2s = h1 + vf1(Pb-P1)$	h2s = 63.34	Btu/lb
	$wPs = h2s - h1$	wPs = 0.95	Btu/lb
	$wP = wPs/0.8$	wP = 1.19	Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler		
	$h2 = h1 + wP$	h2 = 63.58	Btu/lb
	$qu = hb - h2$	qu = 1118.02	Btu/lb

TABEL - lanjutan, _ TEKANAN KERJA BOILER 60 PSIA SUPERHATED STEAM 300 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 320.00	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 58.50	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 6609645.90	Btu/h
DAYA	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 5911.93	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$	Wt = 1090396.79	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 319.49	kW
	$Wp = m * wP$	Wp = 7047.85	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 2.07	kW
	$W netto = Wt - Wp$	Wnet= 317.42	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	Daya listrik = $W netto * Em * Eg$	Pex = 286.47	kW

TABEL - TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SUPERHEATED STEAM 500 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja Temperatur kerja Entalpi uap yang dihasilkan	Pb = 55.00 Tb = 500.00 hb = 1284.10	psia F Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin $P3 = 0.9 * Pb$ Dari tabel ; $Pa = 40.0 ; ha = 1285.00 ; sa = 1.8143$ $Pb = 60.0 ; hb = 1283.20 ; sb = 1.7681$ $h3 = ha + (hb-ha)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$ $s3 = sa + (sb-sa)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$	P3 = 49.50 h3 = 1284.15 s3 = 1.7924	psia Btu/lb Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin $P4 = 0.80$ $x4 = 0.90$ Dari tabel ; $hf4 = 62.39 ; sf4 = 0.1117$ $hfg4 = 1040.30 ; sfg4 = 1.8775$ $x4s = (s3-s4)/sfg4$ $h4s = hf4 + x4s * hfg4$ $h4 = hf4 + x4 * hfg4$	 x4s = 0.90 h4s = 993.62 h4 = 998.66	 - Btu/lb Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap $wTs = h3 - h4s$ $wT = h3 - h4$ $Eft = wT / wTs$	wTs = 290.52 wT = 285.49 Eft = 0.98	Btu/lb Btu/lb -
1	Kondisi air keluar kondensor $P1 = 0.80$, cair jenuh Dari tabel ; $h1 = 62.39$ $v1 = 0.02$	h1 = 62.39	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air $h2s = h1 + v1(Pb-P1)$ $wPs = h2s - h1$ $wP = wPs/0.8$	h2s = 63.26 wPs = 0.87 wP = 1.09	Btu/lb Btu/lb Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler $h2 = h1 + wP$ $qu = hb - h2$	h2 = 63.48 qu = 1220.62	Btu/lb Btu/lb

TABEL - lanjutan, TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SUPERHEATED STEAM 500 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 520.00	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 107.25	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 2721618.90	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 2229.70	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$	Wt = 636547.24	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 186.51	kW
	$Wp = m * wP$	Wp = 2433.62	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 0.71	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet= 185.80	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	Daya listrik = $W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 167.68	kW

TABEL - TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SUPERHEATED STEAM 400 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja	Pb = 55.00	psia
	Temperatur kerja	Tb = 400.00	F
	Entalpi uap yang dihasilkan	hb = 1234.95	Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin		
	$P3 = 0.9 * Pb$	P3 = 49.50	psia
	Dari tabel ; $Pa = 40.0 ; ha = 1236.40 ; sa = 1.7608$ $Pb = 60.0 ; hb = 1233.50 ; sb = 1.7134$		
	$h3 = ha + (hb-ha)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$	h3 = 1235.02	Btu/lb
	$s3 = sa + (sb-sa)(P3-Pa)/(Pb-Pa)$	s3 = 1.7383	Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin		
	$P4 = 0.80$		
	$x4 = 0.90$		
	Dari tabel ; $hf4 = 62.39 ; sf4 = 0.1117$ $hfg4 = 1040.30 ; sfg4 = 1.8775$		
	$x4s = (s3-s4)/sfg4$	x4s = 0.87	-
	$h4s = hf4 + x4s * hfg4$	h4s = 963.66	Btu/lb
	$h4 = hf4 + x4 * hfg4$	h4 = 998.66	Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap		
	$wTs = h3 - h4s$	wTs = 271.36	Btu/lb
	$wT = h3 - h4$	wT = 236.36	Btu/lb
	$Eft = wT / wTs$	Eft = 0.87	-
1	Kondisi air keluar kondensor		
	$P1 = 0.80$, cair jenuh		
	Dari tabel ; $h1 = 62.39$ $vf1 = 0.02$	h1 = 62.39	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air		
	$h2s = h1 + vf1(Pb-P1)$	h2s = 63.26	Btu/lb
	$wPs = h2s - h1$	wPs = 0.87	Btu/lb
	$wP = wPs/0.8$	wP = 1.09	Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler		
	$h2 = h1 + wP$	h2 = 63.48	Btu/lb
	$qu = hb - h2$	qu = 1171.47	Btu/lb

TABEL - lanjutan, TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SUPERHEATED STEAM 400 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR = 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 420.00	F
DAYA	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 82.88	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi - hgo)$	Qg = 4665632.40	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 3982.72	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$	Wt = 941365.90	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 275.82	kW
	$Wp = m * wP$	Wp = 4346.95	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.27	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet = 274.55	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 247.78	kW

TABEL -- TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SUPERHEATED STEAM 350 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja	$P_b = 55.00$	psia
	Temperatur kerja	$T_b = 350.00$	F
	Entalpi uap yang dihasilkan	$h_b = 1208.54$	Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin		
	$P_3 = 0.9 \times P_b$	$P_3 = 49.50$	psia
	Dari tabel ; $P_a = 40.0$; $h_a = 1211.50$; $s_a = 1.7300$ $P_b = 60.0$; $h_b = 1207.55$; $s_b = 1.6813$		
	$h_3 = h_a + (h_b - h_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$h_3 = 1209.62$	Btu/lb
	$s_3 = s_a + (s_b - s_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$s_3 = 1.7069$	Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin		
	$P_4 = 0.80$		
	$x_4 = 0.90$		
	Dari tabel ; $h_{f4} = 62.39$; $s_{f4} = 0.1117$ $h_{fg4} = 1040.30$; $s_{fg4} = 1.8775$		
	$x_{4s} = (s_3 - s_4)/s_{fg4}$	$x_{4s} = 0.85$	-
	$h_{4s} = h_{f4} + x_{4s} \times h_{fg4}$	$h_{4s} = 946.25$	Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap		
	$w_{Ts} = h_3 - h_{4s}$	$w_{Ts} = 263.37$	Btu/lb
	$w_T = h_3 - h_4$	$w_T = 210.96$	Btu/lb
1	Kondisi air keluar kondensor		
	$P_1 = 0.80$, cair jenuh		
	Dari tabel ; $h_1 = 62.39$ $v_{f1} = 0.02$	$h_1 = 62.39$	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air		
	$h_{2s} = h_1 + v_{f1}(P_b - P_1)$	$h_{2s} = 63.26$	Btu/lb
	$w_{Ps} = h_{2s} - h_1$	$w_{Ps} = 0.87$	Btu/lb
	$w_P = w_{Ps}/0.8$	$w_P = 1.09$	Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler		
	$h_2 = h_1 + w_P$ $q_u = h_b - h_2$	$h_2 = 63.48$ $q_u = 1145.06$	Btu/lb Btu/lb

TABEL - lanjutan, _ TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SUPERHEATED STEAM 350 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 370.00	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 70.69	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 5637639.15	Btu/h
DAYA	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 4923.45	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$	Wt = 1038669.59	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 304.33	kW
	$Wp = m * wP$	Wp = 5373.71	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.57	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet= 302.76	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 273.24	kW

TABEL - TERMODINAMIKA UNTUK TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SUPERHEATED STEAM 300 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja Temperatur kerja Entalpi uap yang dihasilkan	Pb = 55.00 Tb = 300.00 hb = 1182.85	psia F Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin P3 = 0.9 * Pb Dari tabel ; Pa = 40.0 ; ha = 1186.60 ; sa = 1.6992 Pb = 60.0 ; hb = 1181.60 ; sb = 1.6492 h3 = ha + (hb-ha)(P3-Pa)/(Pb-Pa) s3 = sa + (sb-sa)(P3-Pa)/(Pb-Pa)	P3 = 49.50 h3 = 1184.23 s3 = 1.6755	psia Btu/lb Btu/lb.F
4	Kondisi uap keluar turbin P4 = 0.80 x4 = 0.90 Dari tabel ; hf4 = 62.39 ; sf4 = 0.1117 hfg4 = 1040.30 ; sfg4 = 1.8775 x4s = (s3-s4)/sfg4 h4s = hf4 + x4s * hfg4 h4 = hf4 + x4 * hfg4	x4s = 0.83 h4s = 928.84 h4 = 998.66	- Btu/lb Btu/lb
Turbin	Kerja turbin per lb uap wTs = h3 - h4s wT = h3 - h4 Eft = wT / wTs	wTs = 255.38 wT = 185.56 Eft = 0.73	Btu/lb Btu/lb -
1	Kondisi air keluar kondensor P1 = 0.80 , cair jenuh Dari tabel ; h1 = 62.39 vf1 = 0.02	h1 = 62.39	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air h2s = h1 + vf1(Pb-P1) wPs = h2s - h1 wP = wPs/0.8	h2s = 63.26 wPs = 0.87 wP = 1.09	Btu/lb Btu/lb Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler h2 = h1 + wP qu = hb - h2	h2 = 63.48 qu = 1119.37	Btu/lb Btu/lb

TABEL - lanjutan, _ TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SUPERHEATED STEAM 300 C

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR = 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 320.00	F
DAYA	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 58.50	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 6609645.90	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 5904.80	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$	Wt = 1095723.96	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 321.05	kW
	$Wp = m * wP$	Wp = 6444.81	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.89	kW
	W netto = Wt - Wp	Wnet = 319.16	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, Em = 0.95		
	efisiensi generator, Eg = 0.95		
	Daya listrik = W netto * Em * Eg	Pex = 288.04	kW

Lampiran 3 :

**Perhitungan pada pembebanan mesin
yang berubah-ubah**

TABEL - TEKanan KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, PADA PEMBEBANAN BERUBAH

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Boiler	Tekanan kerja	$P_b = 55.00$	psia
	Temperatur kerja	$T_b = 286.87$	F
	Entalpi uap yang dihasilkan	$h_b = 1175.90$	Btu/lb
3	Kondisi uap masuk turbin		
	$P_3 = 0.9 * P_b$	$P_3 = 49.50$	psia
	Dari tabel ; $P_a = 40.0$; $h_a = 1169.80$; $s_a = 1.6763$		
	$P_b = 50.0$; $h_b = 1174.10$; $s_b = 1.6585$		
	$h_3 = h_a + (h_b - h_a)(P_3 - P_a)/(P_b - P_a)$	$h_3 = 1173.89$	Btu/lb
4	Kondisi uap keluar turbin		
	$P_4 = 0.80$		
	$x_4 = 0.90$		
	Dari tabel ; $h_{f4} = 62.39$; $s_{f4} = 0.1117$		
	$h_{fg4} = 1040.30$; $s_{fg4} = 1.8775$		
Turbin	Kerja turbin per lb uap		
	$w_{Ts} = h_3 - h_{4s}$	$w_{Ts} = 253.94$	Btu/lb
	$w_T = h_3 - h_4$	$w_T = 175.23$	Btu/lb
	$E_{ft} = w_T / w_{Ts}$	$E_{ft} = 0.69$	-
1	Kondisi air keluar kondensor		
	$P_1 = 0.80$, cair jenuh		
	Dari tabel ; $h_1 = 62.39$ $v_{f1} = 0.02$	$h_1 = 62.39$	Btu/lb
Pompa	Daya pompa per lb air		
	$h_{2s} = h_1 + v_{f1}(P_b - P_1)$	$h_{2s} = 63.26$	Btu/lb
	$w_{Ps} = h_{2s} - h_1$	$w_{Ps} = 0.87$	Btu/lb
	$w_P = w_{Ps} / 0.8$	$w_P = 1.09$	Btu/lb
2 - 3	Transfer energi pada boiler		
	$h_2 = h_1 + w_P$	$h_2 = 63.48$	Btu/lb
	$q_u = h_b - h_2$	$q_u = 1112.42$	Btu/lb

TABEL - TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 100 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR = 100.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.95	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 36252.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 79754.40	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 306.87	F
DAYA	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 55.30	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 6864894.87	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 6171.14	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$	Wt = 1081338.68	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 316.83	kW
	$Wp = m * wP$	Wp = 6735.51	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.97	kW
	W netto = Wt - Wp	Wnet = 314.86	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, Em = 0.95		
	efisiensi generator, Eg = 0.95		
	Daya listrik = W netto * Em * Eg	Pex = 284.16	kW

TABEL - TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 95 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 95.00	%
	Specific massflow, d	d = 8.05	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 34872.60	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 76719.72	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 340.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 644.00$	tgi = 640.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 306.87	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 136.50	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 55.30	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 6229674.83	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 5600.12	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$	Wt = 981280.63	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 287.52	kW
	$Wp = m * wP$	Wp = 6112.26	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.79	kW
	$W netto = Wt - Wp$	Wnet= 285.72	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	Daya listrik = $W netto * Em * Eg$	Pex = 257.87	kW

TABEL - TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 90 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR = 90.00	%
	Specific massflow, d	d = 8.10	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 33242.40	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 73133.28	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 334.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 633.20$	tgi = 630.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 306.87	F
DAYA	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 134.06	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 55.30	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 5760191.96	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$ $m = Qg / qu$	m = 5178.08	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 907329.03	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 265.85	kW
	$Wp = m * WP$ $Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 5651.63 Wp = 1.66	Btu/h kW
DAYA	W netto = Wt - Wp	Wnet = 264.19	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$ efisiensi generator, $Eg = 0.95$ Daya listrik = W netto * $Em * Eg$	Pex = 238.43	kW

TABEL - TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 85 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR = 85.00	%
	Specific massflow, d,	d = 8.15	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 31589.40	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 69496.68	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 325.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 617.00$	tgi = 615.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 306.87	F
DAYA	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 130.41	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 55.30	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 5219665.43	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 4692.18	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$	Wt = 822186.83	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 240.90	kW
	$Wp = m * wP$	Wp = 5121.29	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.50	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet = 239.40	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$ efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 216.06	kW

TABEL - TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 80 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 80.00	%
	Specific massflow, d	d = 8.15	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 29731.20	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 65408.64	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 325.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 617.00$	tgi = 615.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 306.87	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 130.41	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 55.30	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 4912626.28	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 4416.17	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$	Wt = 773822.89	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 226.73	kW
	$Wp = m * wP$	Wp = 4820.04	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.41	kW
	$W netto = Wt - Wp$	Wnet= 225.32	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	Daya listrik = $W netto * Em * Eg$	Pex = 203.35	kW

TABEL - TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 75 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 75.00	%
	Specific massflow, d	d = 8.15	kg/kWh
	mg = d * MCR * %MCR	mg = 27873.00	kg/h
	mg = mg * 2.2	mg = 61320.60	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 334.00	C
	tgi = 1.8 * tex + 32 = 633.20	tgi = 630.00	F
	tgo = Tb + 20.00	tgo = 306.87	F
DAYA	Energi		
	hgi = (78/320)*tgi - 19.5	hgi = 134.06	Btu/lb
	hgo = (78/320)*tgo - 19.5	hgo = 55.30	Btu/lb
	Qg = mg * (hgi-hgo)	Qg = 4829790.59	Btu/h
	Laju uap		
	m * qu = Qg		
	m = Qg / qu	m = 4341.70	lb/h
	Daya netto		
	Wt = m * wT	Wt = 760774.85	Btu/h
	Wt = Wt * 2.93e-4	Wt = 222.91	kW
	Wp = m * wP	Wp = 4738.76	Btu/h
	Wp = Wp * 2.93e-4	Wp = 1.39	kW
	W netto = Wt - Wp	Wnet= 221.52	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, Em = 0.95		
	efisiensi generator, Eg = 0.95		
	Daya listrik = W netto * Em * Eg	Pex = 199.92	kW

TABEL - TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 70 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR = 70.00	%
	Specific massflow, d	d = 8.10	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 25855.20	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 56881.44	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 340.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 644.00$	tgi = 640.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 306.87	F
DAYA	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 136.50	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 55.30	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 4618797.81	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$ $m = Qg / qu$	m = 4152.03	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wT$ $Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 727539.87 Wt = 213.17	Btu/h kW
	$Wp = m * wP$ $Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 4531.75 Wp = 1.33	Btu/h kW
	$W\ netto = Wt - Wp$	Wnet = 211.84	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$ efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$Daya\ listrik = W\ netto * Em * Eg$	Pex = 191.19	kW

TABEL - TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 65 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 65.00	%
	Specific massflow, d	d = 8.10	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 24008.40	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 52818.48	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 348.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 658.40$	tgi = 655.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 306.87	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 140.16	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 55.30	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 4482001.25	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 4029.06	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 705992.07	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 206.86	kW
	$Wp = m * WP$	Wp = 4397.53	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.29	kW
	$W \text{ netto} = Wt - Wp$	Wnet= 205.57	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$\text{Daya listrik} = W \text{ netto} * Em * Eg$	Pex = 185.52	kW

TABEL - TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 60 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR = 60.00	%
	Specific massflow, d	d = 8.05	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 22024.80	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 48454.56	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 360.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 680.00$	tgi = 675.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 306.87	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 145.03	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 55.30	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 4347909.44	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 3908.52	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 684870.31	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 200.67	kW
	$Wp = m * WP$	Wp = 4265.96	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.25	kW
	$W\ netto = Wt - Wp$	Wnet = 199.42	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$Daya\ listrik = W\ netto * Em * Eg$	Pex = 179.97	kW

TABEL - TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 55 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR = 55.00	%
	Specific massflow, d	d = 8.00	kg/kWh
	$m_g = d * MCR * \%MCR$	$m_g = 20064.00$	kg/h
	$m_g = m_g * 2.2$	$m_g = 44140.80$	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	$t_{ex} = 373.00$	C
	$t_{gi} = 1.8 * t_{ex} + 32 = 703.40$	$t_{gi} = 700.00$	F
	$t_{go} = t_b + 20.00$	$t_{go} = 306.87$	F
	Energi		
	$h_{gi} = (78/320) * t_{gi} - 19.5$	$h_{gi} = 151.13$	Btu/lb
DAYA	$h_{go} = (78/320) * t_{go} - 19.5$	$h_{go} = 55.30$	Btu/lb
	$Q_g = m_g * (h_{gi} - h_{go})$	$Q_g = 4229811.47$	Btu/h
	Laju uap		
	$m * q_u = Q_g$		
	$m = Q_g / q_u$	$m = 3802.36$	lb/h
	Daya netto		
	$W_t = m * w_T$	$W_t = 666267.85$	Btu/h
	$W_t = W_t * 2.93e-4$	$W_t = 195.22$	kW
	$W_p = m * w_P$	$W_p = 4150.09$	Btu/h
	$W_p = W_p * 2.93e-4$	$W_p = 1.22$	kW
	$W_{netto} = W_t - W_p$	$W_{netto} = 194.00$	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $E_m = 0.95$		
	efisiensi generator, $E_g = 0.95$		
	Daya listrik = $W_{netto} * E_m * E_g$	$P_{ex} = 175.09$	kW

TABEL 1.1 TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 50 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR = 50.00	%
	Specific massflow, d	d = 7.80	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 17784.00	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 39124.80	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 397.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 746.60$	tgi = 740.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 306.87	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 160.88	Btu/lb
	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 55.30	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 4130617.88	Btu/h
DAYA	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 3713.19	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * WT$	Wt = 650643.16	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 190.64	kW
	$Wp = m * WP$	Wp = 4052.77	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.19	kW
	$W netto = Wt - Wp$	Wnet = 189.45	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$Daya listrik = W netto * Em * Eg$	Pex = 170.98	kW

Lampiran 4 :

Perhitungan pada pembebanan mesin
63 % MCR

TABEL - TEKANAN KERJA BOILER 55 PSIA SATURATED STEAM, DAYA MESIN 63 % MCR

KONDISI	I T E M	HASIL	SATUAN
Ex.Gas	Mass flow		
	Daya mesin, MCR	MCR = 4560.00	kW
	Beban, % MCR	%MCR= 63.00	%
	Specific massflow, d	d = 8.10	kg/kWh
	$mg = d * MCR * \%MCR$	mg = 23269.68	kg/h
	$mg = mg * 2.2$	mg = 51193.30	lb/h
	Temperatur		
	Temperatur ex.gas after T/C	tex = 350.00	C
	$tgi = 1.8 * tex + 32 = 662.00$	tgi = 660.00	F
	$tgo = Tb + 20.00$	tgo = 306.87	F
	Energi		
	$hgi = (78/320)*tgi - 19.5$	hgi = 141.38	Btu/lb
DAYA	$hgo = (78/320)*tgo - 19.5$	hgo = 55.30	Btu/lb
	$Qg = mg * (hgi-hgo)$	Qg = 4406485.35	Btu/h
	Laju uap		
	$m * qu = Qg$		
	$m = Qg / qu$	m = 3961.18	lb/h
	Daya netto		
	$Wt = m * wt$	Wt = 694097.02	Btu/h
	$Wt = Wt * 2.93e-4$	Wt = 203.37	kW
	$Wp = m * wp$	Wp = 4323.44	Btu/h
	$Wp = Wp * 2.93e-4$	Wp = 1.27	kW
	$W\ netto = Wt - Wp$	Wnet= 202.10	kW
	Daya listrik		
	efisiensi mekanik, $Em = 0.95$		
	efisiensi generator, $Eg = 0.95$		
	$Daya\ listrik = W\ netto * Em * Eg$	Pex = 182.40	kW

Table 2
Properties of saturated steam and saturated water (pressure)

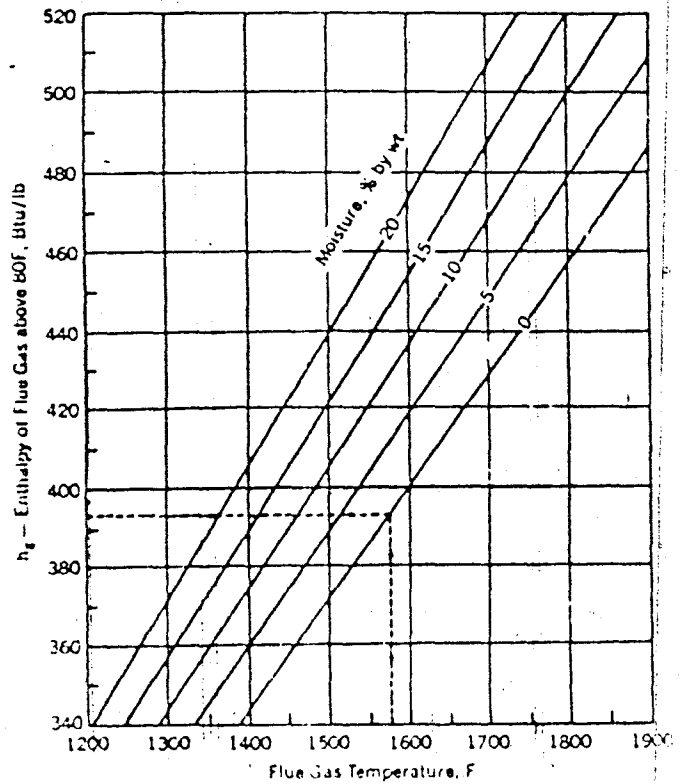
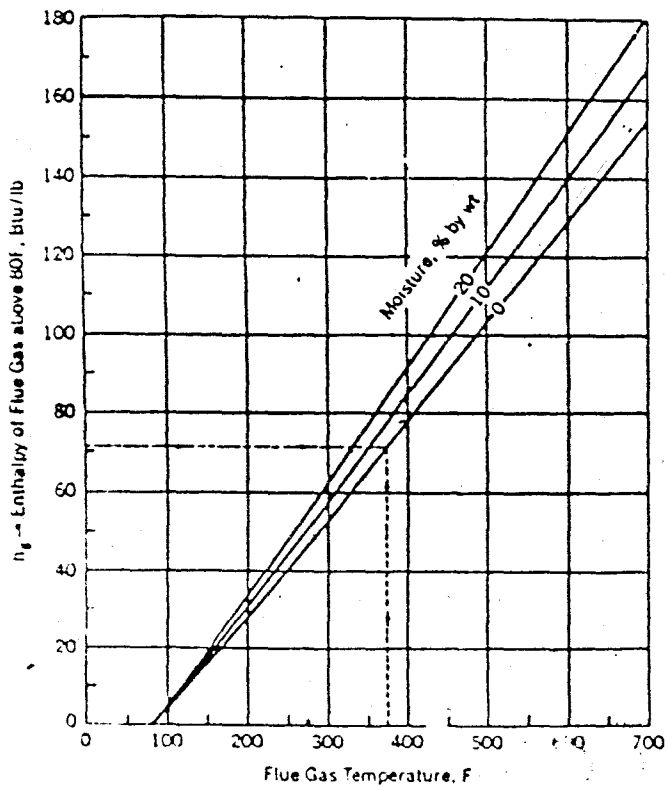
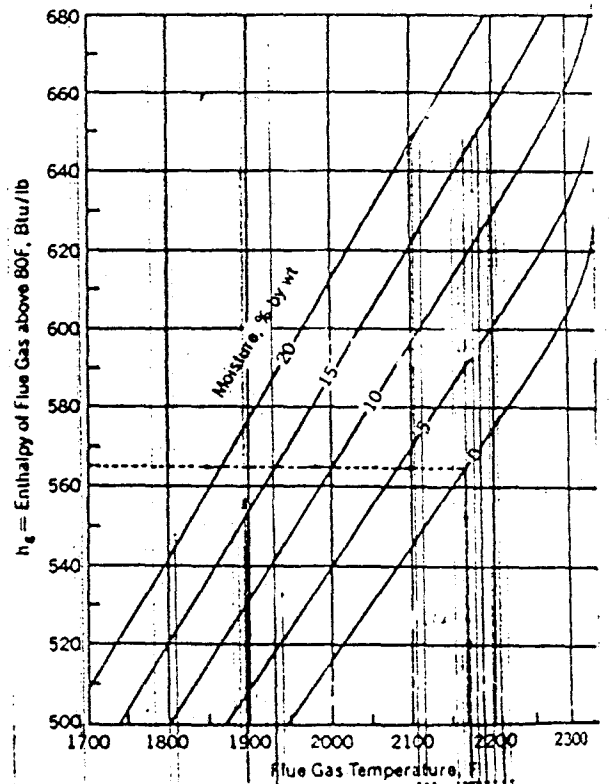
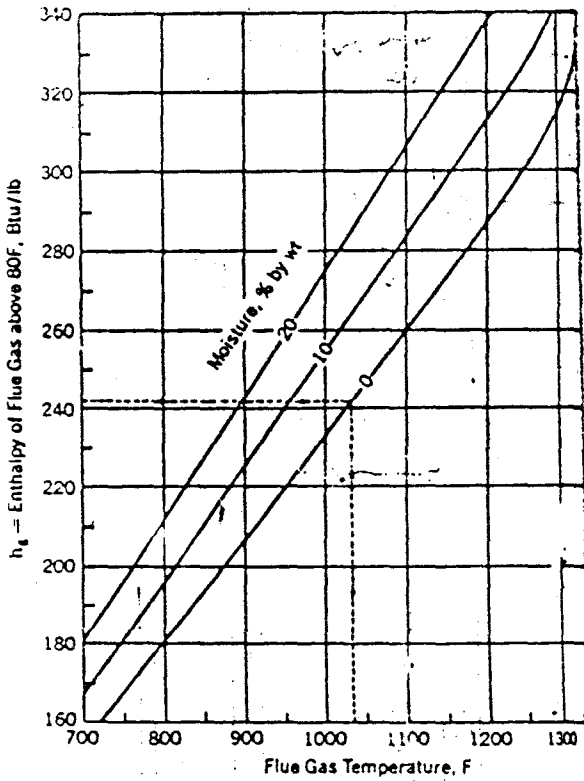
Press. psia	Temp F	Volume, ft ³ /lb			Enthalpy, Btu/lb			Entropy, Btu/lb x F			Energy, Btu/lb	
		Water v_f	Evap v_{fg}	Steam v_g	Water h_f	Evap h_{fg}	Steam h_g	Water s_f	Evap s_{fg}	Steam s_g	Water u_f	Steam u_g
0.0886	32.018	0.01602	3302.4	3302.4	0.00	1075.5	1075.5	0	2.1872	2.1872	0	1021.3
0.10	35.023	0.01602	2945.5	2945.5	3.03	1073.8	1076.8	0.0061	2.1705	2.1766	3.03	1022.3
0.15	45.453	0.01602	2004.7	2004.7	13.50	1067.9	1081.4	0.0271	2.1140	2.1411	13.50	1025.7
0.20	53.160	0.01603	1526.3	1526.3	21.22	1063.5	1084.7	0.0422	2.0738	2.1160	21.22	1023.3
0.30	64.484	0.01604	1039.7	1039.7	32.54	1057.1	1089.7	0.0641	2.0163	2.0809	32.54	1032.0
0.40	72.869	0.01606	792.0	792.1	40.92	1052.4	1093.3	0.0799	1.9762	2.0562	40.92	1034.7
0.5	79.586	0.01607	641.5	641.5	47.62	1048.6	1096.3	0.0925	1.9446	2.0370	47.62	1036.9
0.6	85.218	0.01609	540.0	540.1	53.25	1045.5	1098.7	0.1028	1.9186	2.0215	53.24	1038.7
0.7	90.09	0.01610	466.93	466.94	58.10	1042.7	1100.8	0.3	1.8966	2.0083	58.10	1040.3
0.8	94.38	0.01611	411.67	411.69	62.39	1040.3	1102.6	0.1117	1.8775	1.9970	62.39	1041.7
0.9	98.24	0.01612	368.41	368.43	66.24	1038.1	1104.3	0.1264	1.8606	1.9870	66.24	1042.9
1.0	101.74	0.01614	333.59	333.60	69.73	1036.1	1105.9	0.1326	1.8455	1.9781	69.73	1044.1
2.0	126.07	0.01623	173.74	173.76	94.03	1022.1	1116.2	0.1750	1.7450	1.9200	94.03	1051.8
3.0	141.47	0.01630	118.71	118.73	109.42	1013.2	1122.6	0.2009	1.6854	1.8864	109.41	1056.7
4.0	152.96	0.01636	90.63	90.64	120.92	1006.4	1127.3	0.2199	1.6428	1.8626	120.90	1060.2
5.0	162.24	0.01641	73.515	73.53	130.20	1000.9	1131.1	0.2349	1.6094	1.8443	130.18	1063.1
6.0	170.05	0.01645	61.967	61.98	138.03	996.2	1134.2	0.2474	1.5820	1.8294	138.01	1065.4
7.0	176.84	0.01649	53.634	53.65	144.83	992.1	1136.9	0.2581	1.5537	1.8163	144.81	1067.4
8.0	182.86	0.01653	47.328	47.35	150.87	988.5	1139.3	0.2676	1.5384	1.8060	150.84	1069.2
9.0	188.27	0.01656	42.385	42.40	156.30	985.1	1141.4	0.2760	1.5204	1.7964	156.28	1070.8
10	193.21	0.01659	38.404	38.42	161.26	982.1	1143.3	0.2836	1.5043	1.7879	161.23	1072.3
14.696	212.00	0.01672	26.782	26.80	180.17	970.3	1150.5	0.3121	1.4447	1.7563	180.12	1077.6
15	213.03	0.01673	26.274	26.29	181.21	969.7	1150.9	0.3137	1.4415	1.7552	181.16	1077.9
20	227.96	0.01683	20.070	20.087	196.27	960.1	1156.3	0.3358	1.3962	1.7320	196.21	1082.0
30	250.34	0.01701	13.7266	13.744	218.9	945.2	1164.1	0.3682	1.3313	1.6995	218.8	1087.9
40	267.25	0.01715	10.4794	10.497	236.1	933.6	1169.8	0.3921	1.2844	1.6765	236.0	1092.1
50	281.02	0.01727	8.4967	8.514	250.2	923.9	1174.1	0.4112	1.2474	1.6535	250.1	1095.3
60	292.71	0.01738	7.1562	7.174	262.2	915.4	1177.6	0.4273	1.2167	1.6440	262.0	1098.0
70	302.93	0.01748	6.1875	6.205	272.7	907.8	1180.6	0.4411	1.1903	1.6315	272.5	1100.2
80	312.04	0.01757	5.4536	5.471	282.1	900.9	1183.1	0.4534	1.1675	1.6208	281.9	1102.1
90	320.28	0.01766	4.8777	4.895	290.7	894.6	1185.3	0.4643	1.1470	1.6113	290.1	1103.7
100	327.82	0.01774	4.4133	4.431	298.5	888.6	1187.2	0.4743	1.1234	1.6027	298.2	1105.2
120	341.27	0.01789	3.7097	3.728	312.6	877.8	1190.4	0.4919	1.0960	1.5879	312.2	1107.6
140	353.04	0.01803	3.2010	3.219	325.0	868.0	1193.0	0.5071	1.0681	1.5752	324.5	1109.6
160	363.55	0.01815	2.8155	2.834	336.1	859.0	1195.1	0.5206	1.0435	1.5641	335.5	1111.2
180	373.08	0.01827	2.5129	2.531	346.2	850.7	1196.9	0.5328	1.0215	1.5543	345.6	1112.5
200	381.80	0.01839	2.2639	2.287	355.5	842.8	1198.3	0.5438	1.0016	1.5454	354.8	1113.7
250	400.97	0.01865	1.8245	1.8432	376.1	825.0	1201.1	0.5679	0.9585	1.5264	375.3	1115.3
300	417.35	0.01889	1.5238	1.5427	394.0	808.9	1202.9	0.5882	0.9223	1.5105	392.5	1117.2
350	431.73	0.01913	1.3064	1.3255	409.8	794.2	1204.0	0.6059	0.8909	1.4968	405.6	1118.1
400	444.60	0.0193	1.14162	1.1610	424.2	780.4	1204.6	0.6217	0.8630	1.4847	422.7	1118.7
450	456.28	0.0195	1.01224	1.0318	437.3	767.5	1204.8	0.6360	0.8378	1.4738	435.7	1118.9
500	467.01	0.0198	0.90787	0.9276	449.5	755.1	1204.7	0.6490	0.8148	1.4639	447.7	1118.8
550	476.94	0.0199	0.82183	0.8418	460.9	743.3	1204.3	0.6611	0.7936	1.4547	458.9	1118.6
600	486.20	0.0201	0.74962	0.7698	471.7	732.0	1203.7	0.6723	0.7738	1.4461	469.5	1118.2
700	503.08	0.0205	0.63505	0.6556	491.6	710.2	1201.8	0.6928	0.7377	1.4304	482.9	1116.9
800	518.21	0.0209	0.54809	0.5690	509.8	689.6	1199.4	0.7111	0.7051	1.4163	506.7	1115.2
900	531.95	0.0212	0.47968	0.5009	526.7	669.7	1196.4	0.7279	0.6753	1.4032	523.2	1113.0
1000	544.58	0.0216	0.42436	0.4460	542.6	650.4	1192.9	0.7434	0.6476	1.3910	538.6	1110.4
1100	556.28	0.0220	0.37863	0.4006	557.5	631.5	1189.1	0.7578	0.6216	1.3794	553.1	1107.5
1200	567.19	0.0223	0.34013	0.3625	571.9	613.0	1184.9	0.7714	0.5959	1.3633	566.9	1104.3
1300	577.42	0.0227	0.30722	0.3299	585.6	594.6	1180.2	0.7843	0.5733	1.3577	580.1	1100.9
1400	587.07	0.0231	0.27871	0.3018	598.8	576.5	1175.3	0.7966	0.5507	1.3474	592.9	1097.1
1500	596.20	0.0235	0.25372	0.2772	611.7	558.4	1170.1	0.8085	0.5288	1.3373	605.2	1093.1
2000	635.80	0.0257	0.16266	0.1883	672.1	466.2	1138.3	0.8625	0.4256	1.2881	662.6	1066.6
2500	668.11	0.0286	0.10209	0.1307	731.7	361.6	1093.3	0.9139	0.3206	1.2345	719.5	1032.9
3000	695.33	0.0343	0.05073	0.0850	801.8	218.4	1020.3	0.9728	0.1891	1.1619	792.5	973.1
3208.2	705.47	0.0508	0	0.0508	906.0	0	906.0	1.0612	0	1.0612	875.9	875.9

Lampiran-6

Table 3
Properties of superheated steam and compressed water (temperature and pressure)

Abs. press. lb/sq in. (sat. temp)		Temperature, F														
		100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
1 (101.74)	v	0.0161	392.5	452.3	511.9	571.5	631.1	690.7								
	h	68.00	1150.2	1195.7	1241.8	1288.6	1336.1	1384.5								
	s	0.1295	2.0509	2.1152	2.1722	2.2237	2.2708	2.3144								
5 (162.24)	v	0.0161	78.14	90.24	102.24	114.21	126.15	138.08	150.01	161.94	173.86	185.78	197.70	209.62	221.53	233.45
	h	68.01	1148.6	1194.8	1241.3	1288.2	1335.9	1384.3	1433.6	1483.7	1534.7	1586.7	1639.6	1693.3	1748.0	1803.5
	s	0.1295	1.8716	1.9369	1.9943	2.0460	2.0932	2.1369	2.1776	2.2159	2.2521	2.2866	2.3194	2.3509	2.3811	2.4101
10 (193.21)	v	0.0161	38.84	44.98	51.03	57.04	63.03	69.00	74.98	80.94	86.91	92.87	98.84	104.80	110.76	116.72
	h	68.02	1146.6	1193.7	1240.6	1287.8	1335.5	1384.0	1433.4	1483.5	1534.6	1586.6	1639.5	1693.3	1747.9	1803.4
	s	0.1295	1.7928	1.8593	1.9173	1.9692	2.0166	2.0603	2.1011	2.1394	2.1757	2.2101	2.2430	2.2744	2.3046	2.3337
15 (213.03)	v	0.0161	0.0166	29.899	33.963	37.985	41.986	45.978	49.964	53.946	57.926	61.905	65.882	69.858	73.833	77.807
	h	68.04	168.09	1192.5	1239.9	1287.3	1335.2	1383.8	1433.2	1483.4	1534.5	1586.5	1639.4	1693.2	1747.8	1803.4
	s	0.1295	0.2940	1.8134	1.8720	1.9242	1.9717	2.0155	2.0563	2.0946	2.1309	2.1653	2.1982	2.2297	2.2599	2.2890
20 (227.96)	v	0.0161	0.0166	22.356	25.428	28.457	31.466	34.465	37.458	40.447	43.435	46.420	49.405	52.388	55.370	58.352
	h	68.05	168.11	1191.4	1239.2	1286.9	1334.9	1383.5	1432.9	1483.2	1534.3	1586.3	1639.3	1693.1	1747.8	1803.3
	s	0.1295	0.2940	1.7805	1.839	1.8921	1.9397	1.9836	2.0244	2.0628	2.0991	2.1336	2.1665	2.1979	2.2282	2.2572
40 (267.25)	v	0.0161	0.0166	11.036	12.624	14.165	15.685	17.195	18.699	20.199	21.697	23.194	24.689	26.183	27.676	29.168
	h	68.10	168.15	1196.6	1236.4	1285.0	1333.6	1382.5	1432.1	1482.5	1533.7	1585.8	1638.8	1692.7	1747.5	1803.0
	s	0.1295	0.2940	1.6992	1.7608	1.8143	1.8624	1.9065	1.9476	1.9860	2.0224	2.0569	2.0899	2.1224	2.1516	2.1807
60 (292.71)	v	0.0161	0.0166	7.257	8.354	9.400	10.425	11.438	12.446	13.450	14.452	15.452	16.450	17.448	18.445	19.441
	h	68.15	168.20	1181.6	1233.5	1283.2	1332.3	1381.5	1431.3	1481.8	1533.2	1585.3	1638.4	1692.4	1747.1	1802.8
	s	0.1295	0.2939	1.6492	1.7134	1.7681	1.8168	1.8612	1.9024	1.9410	1.9774	2.0120	2.0450	2.0765	2.1068	2.1359
80 (312.04)	v	0.0161	0.0166	0.0175	6.218	7.018	7.794	8.560	9.319	10.075	10.829	11.581	12.331	13.081	13.829	14.577
	h	68.21	168.24	269.74	1230.5	1281.3	1330.9	1380.5	1430.5	1481.1	1532.6	1584.9	1638.0	1692.0	1746.8	1802.5
	s	0.1295	0.2939	0.4371	1.6790	1.7349	1.7842	1.8289	1.8702	1.9089	1.9454	1.9800	2.0131	2.0446	2.0750	2.1041
100 (327.82)	v	0.0161	0.0166	0.0175	4.935	5.588	6.216	6.833	7.443	8.050	8.655	9.258	9.860	10.460	11.060	11.659
	h	68.26	168.29	269.77	1227.4	1279.3	1329.6	1379.5	1429.7	1480.4	1532.0	1584.4	1637.6	1691.6	1746.5	1802.2
	s	0.1295	0.2939	0.4371	1.6516	1.7088	1.7586	1.8036	1.8451	1.8839	1.9205	1.9552	1.9883	2.0199	2.0502	2.0794
120 (341.27)	v	0.0161	0.0166	0.0175	4.0786	4.6341	5.1637	5.6831	6.1928	6.7006	7.2060	7.7096	8.2119	8.7130	9.2134	9.7130
	h	68.31	168.33	269.81	1224.1	1277.4	1328.1	1378.4	1428.8	1479.8	1531.4	1583.9	1637.1	1691.3	1746.2	1802.0
	s	0.1295	0.2939	0.4371	1.6286	1.6872	1.7376	1.7829	1.8246	1.8635	1.9001	1.9349	1.9680	1.9995	2.0300	2.0592
140 (353.04)	v	0.0161	0.0166	0.0175	3.4661	3.9526	4.4119	4.8585	5.2995	5.7364	6.1709	6.6036	7.0349	7.4652	7.8946	8.3233
	h	68.37	168.38	269.85	1220.8	1275.3	1326.8	1377.4	1428.0	1479.1	1530.8	1583.4	1636.7	1690.9	1745.9	1801.7
	s	0.1295	0.2939	0.4370	1.6085	1.6686	1.7196	1.7652	1.8071	1.8461	1.8828	1.9176	1.9508	1.9825	2.0129	2.0421
160 (363.55)	v	0.0161	0.0166	0.0175	3.0060	3.4413	3.8480	4.2420	4.6295	5.0132	5.3945	5.7741	6.1522	6.5293	6.9055	7.2811
	h	68.42	168.42	269.89	1217.4	1273.3	1325.4	1376.4	1427.2	1478.4	1530.3	1582.9	1636.3	1690.5	1745.6	1801.4
	s	0.1294	0.2938	0.4370	1.5906	1.6522	1.7039	1.7499	1.7919	1.8310	1.8678	1.9027	1.9359	1.9675	1.9980	2.0273
180 (373.08)	v	0.0161	0.0166	0.0174	2.6474	3.0433	3.4093	3.7621	4.1084	4.4505	4.7907	5.1289	5.4657	5.8014	6.1363	6.4704
	h	68.47	168.47	269.92	1213.8	1271.2	1324.0	1375.3	1426.3	1477.7	1529.7	1582.4	1635.9	1690.2	1745.3	1801.2
	s	0.1294	0.2938	0.4370	1.5743	1.6376	1.6900	1.7362	1.7784	1.8176	1.8545	1.8894	1.9227	1.9545	1.9849	2.0142
200 (381.80)	v	0.0161	0.0166	0.0174	2.3598	2.7247	3.0583	3.3783	3.6915	4.0008	4.3077	4.6129	4.9165	5.2191	5.5209	5.8219
	h	68.52	168.51	269.96	1210.1	1269.0	1322.6	1374.3	1425.5	1477.0	1529.1	1581.9	1635.4	1689.8	1745.0	1800.9
	s	0.1294	0.2938	0.4369	1.5593	1.6242	1.6776	1.7239	1.7663	1.8057	1.8426	1.8776	1.9109	1.9427	1.9732	2.0025
250 (400.97)	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	2.1504	2.4662	2.6872	2.9410	3.1909	3.4382	3.6837	3.9278	4.1709	4.4131	4.6546
	h	68.66	168.63	270.05	375.10	1263.5	1319.0	1371.6	1423.4	1475.3	1527.6	1580.6	1634.4	1688.9	1744.2	1800.2
	s	0.1294	0.2937	0.4368	0.5667	1.5951	1.6502	1.6976	1.7405	1.7801	1.8173	1.8524	1.8858	1.9177	1.9482	1.9776
300 (417.35)	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	1.7665	2.0044	2.2263	2.4407	2.6509	2.8585	3.0643	3.2683	3.4721	3.6746	3.8764
	h	68.79	168.74	270.14	375.15	1257.7	1315.2	1368.9	1421.3	1473.6	1526.2	1579.4	1633.3	1688.0	1743.4	1799.6
	s	0.1294	0.2937	0.4307	0.5665	1.5703	1.6274	1.6758	1.7192	1.7591	1.7964	1.8317	1.8652	1.8972	1.9278	1.9572
350 (431.73)	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	1.4913	1.7028	1.8970	2.0832	2.2652	2.4445	2.6219	2.7980	2.9730	3.1471	3.3205
	h	68.92	168.85	270.24	375.21	1251.5	1311.4	1366.2	1419.2	1471.8	1524.7	1578.2	1632.3	1687.1	1742.6	1798.9
	s	0.1293	0.2936	0.4367	0.5664	1.5483	1.6077	1.6571	1.7009	1.7411	1.7787	1.8141	1.8477	1.8798	1.9105	1.9400
400 (444.60)	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	1.2841	1.4763	1.6499	1.8151	1.9759	2.1339	2.2901	2.4450	2.5987	2.7515	2.9037
	h	69.05	168.97	270.33	375.27	1245.1	1307.4	1363.4	1417.0	1470.1	1523.3	1576.9	1631.2	1686.2	1741.9	1798.2
	s	0.1293	0.2935	0.4366	0.5663	1.5282	1.5901	1.6406	1.6850	1.7255	1.7632	1.7988	1.8325	1.8647	1.8955	1.9250
500 (467.01)	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.9919	1.1584	1.3037	1.4397	1.5708	1.6992	1.8256	1.9507	2.0746	2.1977	2.3200
	h	69.32	169.19	270.51	375.38	1231.2	1299.1	1357.7	1412.7	1466.6	1520.3	1574.4	1629.1	1684.4	1740.3	1796.9
	s	0.1292	0.2934	0.4364	0.5660	1.4921	1.5595	1.6123	1.6578	1.6990	1.7371	1.7730	1.8069	1.8393	1.8702	1.8998

Lampiran-7



Lampiran-8

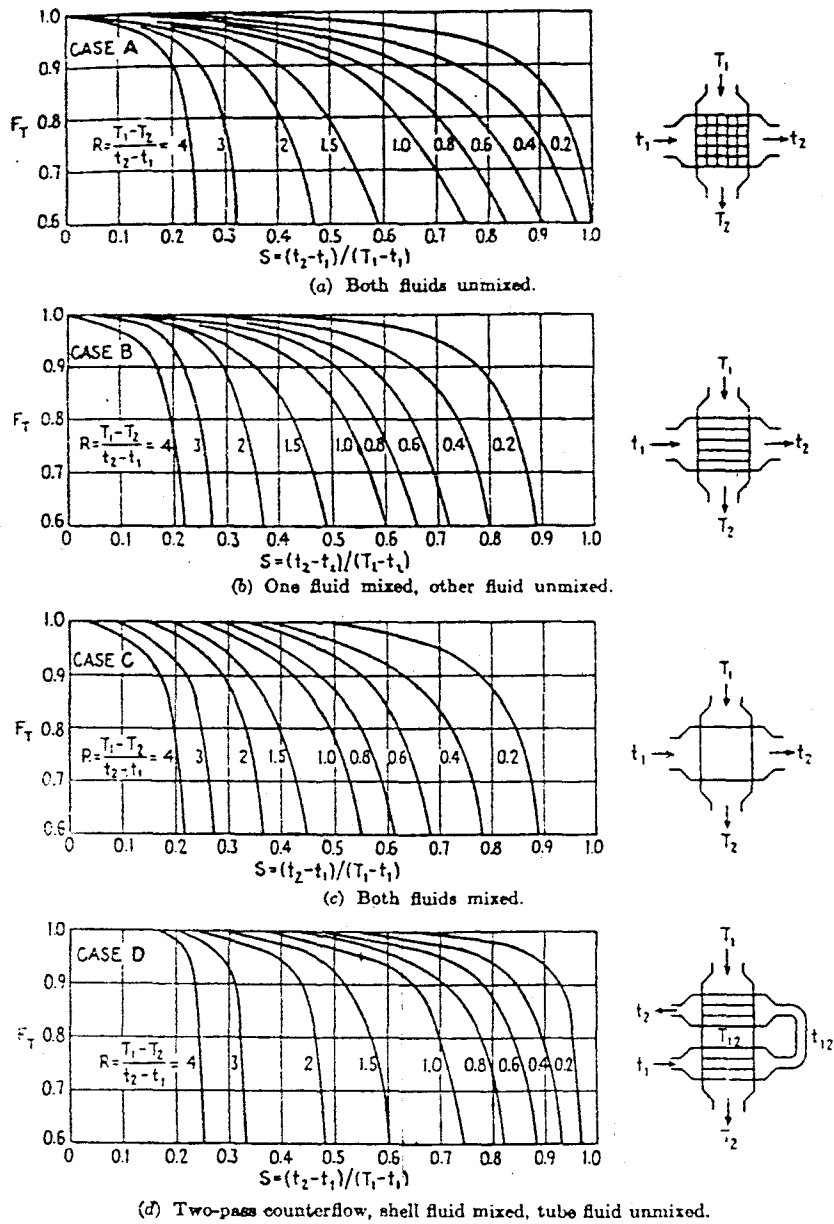


FIG. 16.17. Crossflow-temperature-difference correction factors. (Bowman, Mueller, and Nagle, Transactions of the ASME.)

Lampiran-9

Tabel A-3. Sifat-sifat fisik gas, cairan dan logam cair
(semua sifat gas untuk tekanan atmosfer).

GAS									
T (F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/ lb _m F)	$\mu \times 10^3$ (lb _m / ft s)	$\nu \times 10^3$ (ft ² / s)	k (Btu/ h ft F)	Pr	α (ft ² /h)	$\beta \times 10^3$ (1/F)	$\gamma \beta \rho^2$ μ^2 (1/F ft ³)

Udara

0	0,086	0,239	1,110	0,130	0,0133	0,73	0,646	2,18	$4,2 \times 10^6$
32	0,081	0,240	1,165	0,145	0,0140	0,72	0,720	2,03	3,16
100	0,071	0,240	1,285	0,180	0,0154	0,72	0,905	1,79	1,76
200	0,060	0,241	1,440	0,239	0,0174	0,72	1,20	1,52	0,850
300	0,052	0,243	1,610	0,306	0,0193	0,71	1,53	1,32	0,444
400	0,046	0,245	1,750	0,378	0,0212	0,689	1,88	1,16	0,258
500	0,0412	0,247	1,890	0,455	0,0231	0,683	2,27	1,04	0,159
600	0,0373	0,250	2,000	0,540	0,0250	0,685	2,68	0,943	0,106
700	0,0341	0,253	2,14	0,625	0,0268	0,690	3,10	0,862	$70,4 \times 10^3$
800	0,0314	0,256	2,25	0,717	0,0286	0,697	3,56	0,794	49,8
900	0,0291	0,259	2,36	0,815	0,0303	0,705	4,02	0,735	36,0
1000	0,0271	0,262	2,47	0,917	0,0319	0,713	4,50	0,685	26,5
1500	0,0202	0,276	3,00	1,47	0,0400	0,739	7,19	0,510	7,45
2000	0,0161	0,286	3,45	2,14	0,0471	0,753	10,2	0,406	2,84
2500	0,0133	0,292	3,69	2,80	0,051	0,763	13,1	0,338	1,41
3000	0,0114	0,297	3,86	3,39	0,054	0,765	16,0	0,289	0,815

Uap-air

212	0,0372	0,451	0,870	0,234	0,0145	0,96	0,864	1,49	$0,877 \times 10^6$
300	0,0328	0,456	1,000	0,303	0,0171	0,95	1,14	1,32	0,459
400	0,0288	0,462	1,130	0,395	0,0200	0,94	1,50	1,16	0,243
500	0,0258	0,470	1,265	0,490	0,0228	0,94	1,88	1,04	0,139
600	0,0233	0,477	1,420	0,610	0,0257	0,94	2,31	0,943	82×10^3
700	0,0213	0,485	1,555	0,725	0,0288	0,93	2,79	0,862	52,1
800	0,0196	0,494	1,700	0,855	0,0321	0,92	3,32	0,794	34,0
900	0,0181	0,50	1,810	0,987	0,0355	0,91	3,93	0,735	23,6
1000	0,0169	0,51	1,920	1,13	0,0388	0,91	4,50	0,685	17,1
1200	0,0149	0,53	2,14	1,44	0,0457	0,88	5,80	0,603	9,4
1400	0,0133	0,55	2,36	1,78	0,053	0,87	7,25	0,537	5,49
1600	0,0120	0,56	2,58	2,14	0,061	0,87	9,07	0,485	3,38
1800	0,0109	0,58	2,81	2,58	0,068	0,87	10,8	0,442	2,14
2000	0,0100	0,60	3,03	3,03	0,076	0,86	12,7	0,406	1,43
2500	0,0083	0,64	3,58	4,30	0,096	0,86	18,1	0,338	0,603
3000	0,0071	0,67	4,00	5,75	0,114	0,86	24,0	0,289	0,293

Oksigen

0	0,0955	0,2185	1,215	0,127	0,0131	0,73	0,627	2,18	$4,33 \times 10^6$
100	0,0785	0,2200	1,420	0,181	0,0159	0,71	0,880	1,79	1,76
200	0,0666	0,2228	1,610	0,242	0,0179	0,722	1,20	1,52	0,84
400	0,0511	0,2305	1,955	0,382	0,0228	0,710	1,94	1,16	0,256
600	0,0415	0,2390	2,26	0,545	0,0277	0,704	2,79	0,943	0,103
800	0,0349	0,2465	2,53	0,725	0,0324	0,695	3,76	0,794	$48,5 \times 10^3$
1000	0,0301	0,2528	2,78	0,924	0,0366	0,690	4,80	0,685	25,8
1500	0,0224	0,2635	3,32	1,480	0,0465	0,677	7,88	0,510	7,50

Tabel A-3. Sambungan.

T (F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/ lb _m F)	$\mu \times 10^3$ (lb _m / ft s)	$\nu \times 10^3$ (ft ² /s)	k (Btu/ h ft F)	Pr	α (ft ² /h)	$\beta \times 10^3$ (1/F)	$\frac{g\beta\rho^2}{\mu^3}$ (1/F ft ³)
Nitrogen									
0	0,0840	0,2478	1,055	0,125	0,0132	0,713	0,635	2,18	$4,55 \times 10^6$
100	0,0690	0,2484	1,222	0,177	0,0154	0,71	0,898	1,79	1,84
200	0,0585	0,2490	1,380	0,236	0,0174	0,71	1,20	1,52	0,876
400	0,0449	0,2515	1,660	0,370	0,0212	0,71	1,88	1,16	0,272
600	0,0364	0,2564	1,915	0,526	0,0252	0,70	2,70	0,943	0,110
800	0,0306	0,2623	2,145	0,702	0,0291	0,70	3,62	0,794	$52,0 \times 10^3$
1000	0,0264	0,2689	2,355	0,891	0,0330	0,69	4,65	0,685	27,7
1500	0,0197	0,2835	2,800	1,420	0,0423	0,676	7,58	0,510	8,12
Karbon Monoksida									
0	0,0835	0,2482	1,065	0,128	0,0129	0,75	0,621	2,18	$4,32 \times 10^6$
200	0,0582	0,2496	1,390	0,239	0,0169	0,74	1,16	1,52	0,860
400	0,0446	0,2532	1,670	0,374	0,0208	0,73	1,84	1,16	0,268
600	0,0362	0,2592	1,910	0,527	0,0246	0,725	2,62	0,943	0,109
800	0,0305	0,2662	2,134	0,700	0,0285	0,72	3,50	0,794	$52,1 \times 10^3$
1000	0,0263	0,2730	2,336	0,887	0,0322	0,71	4,50	0,685	28,0
1500	0,0196	0,2878	2,783	1,420	0,0414	0,70	7,33	0,510	8,13
Helium									
0	0,012	1,24	1,140	0,950	0,078	0,67	5,25	2,18	77800
200	0,00835	1,24	1,480	1,77	0,097	0,686	9,36	1,52	15600
400	0,0064	1,24	1,780	2,78	0,115	0,70	14,5	1,16	4840
600	0,0052	1,24	2,02	3,89	0,129	0,715	20,0	0,943	2010
800	0,00436	1,24	2,285	5,24	0,138	0,73	25,5	0,794	932
1000	0,00377	1,24	2,520	6,69	0,685	494
1500	0,0028	1,24	3,160	11,30	0,510	129
Hidrogen									
0	0,0060	3,39	0,540	0,89	0,094	0,70	4,62	2,18	86600
100	0,0049	3,42	0,620	1,26	0,110	0,695	6,56	1,79	36600
200	0,0042	3,44	0,692	1,65	0,122	0,69	8,45	1,52	18000
500	0,0028	3,47	0,884	3,12	0,160	0,69	16,5	1,04	3360
1000	0,0019	3,51	1,160	6,2	0,208	0,705	31,2	0,685	591
1500	0,0014	3,62	1,415	10,2	0,260	0,71	51,4	0,510	161
2000	0,0011	3,76	1,64	14,4	0,307	0,72	74,2	0,406	59
3000	0,0008	4,02	1,72	24,2	0,380	0,66	118,0	0,289	20
Karbon Dioksida									
0	0,132	0,184	0,88	0,067	0,0076	0,77	0,313	2,18	$15,8 \times 10^6$
100	0,108	0,203	1,05	0,098	0,0100	0,77	0,455	1,79	6,10
200	0,092	0,216	1,22	0,133	0,0125	0,76	0,63	1,52	2,78
500	0,063	0,247	1,67	0,266	0,0198	0,75	1,27	1,04	0,476
1000	0,0414	0,280	2,30	0,558	0,0318	0,73	2,75	0,685	$71,4 \times 10^3$
1500	0,0308	0,298	2,86	0,925	0,0420	0,73	4,58	0,510	19,0
2000	0,0247	0,309	3,30	1,34	0,050	0,735	6,55	0,406	7,34
3000	0,0175	0,322	3,92	2,25	0,061	0,745	10,8	0,289	1,85

Lampiran-10

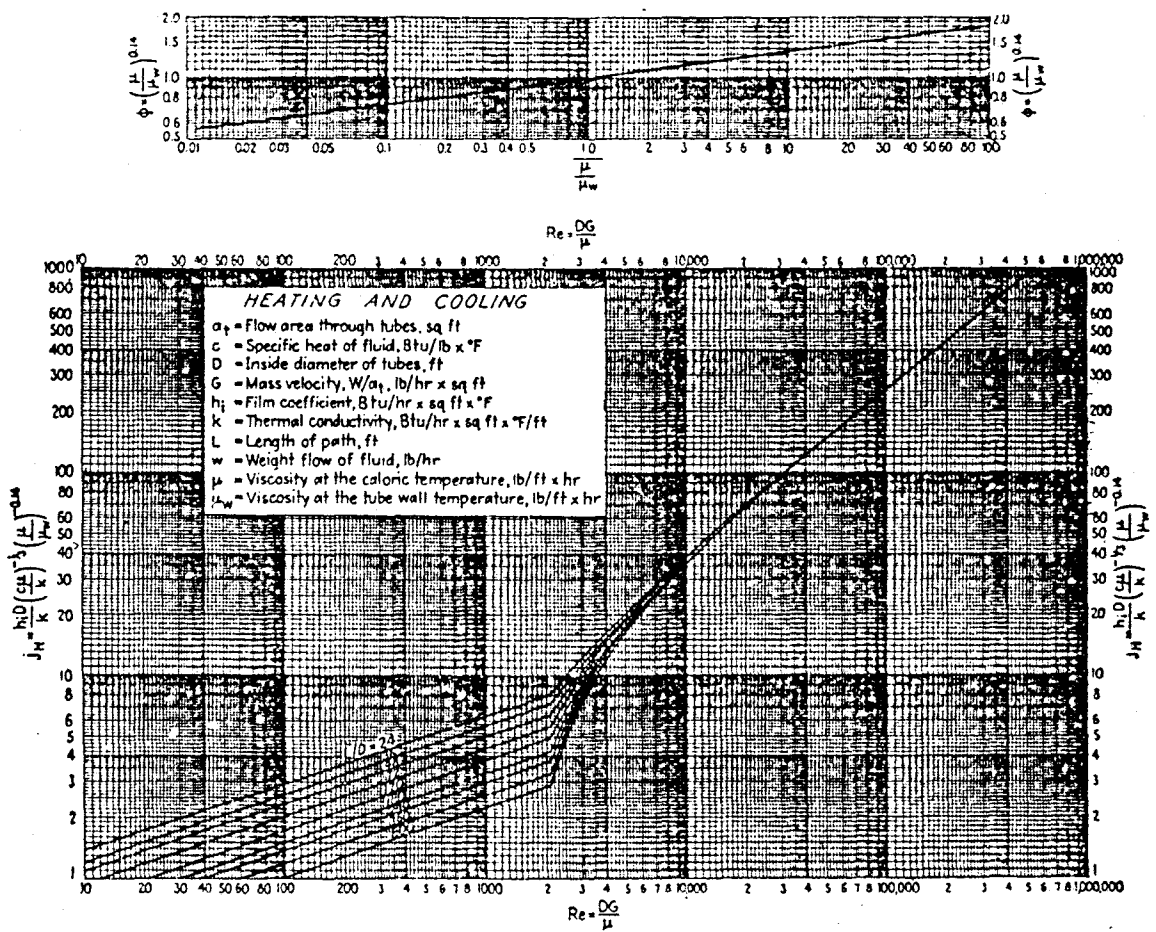


FIG. 24. Tube-side heat-transfer curve. (Adapted from Sieder and Tate.)

Lampiran - 11

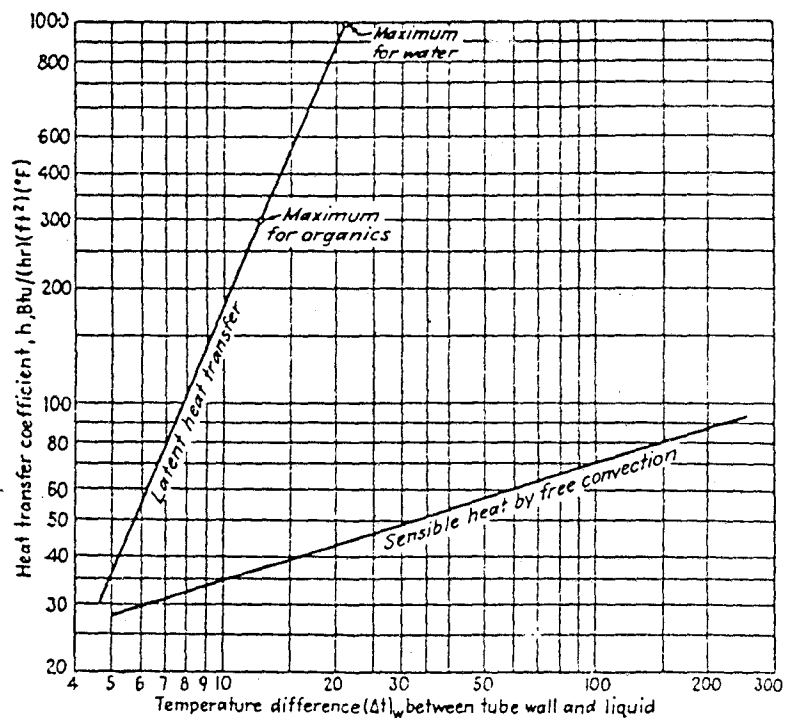
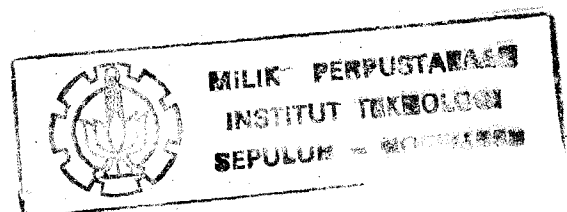


FIG. 15.11. Natural-circulation boiling and sensible film coefficients.



Lampiran - 12

TABLE 12. FOULING FACTORS*

Temperature of heating medium.....	Up to 240°F		240-400°F†	
Temperature of water.....	125°F or less		Over 125°F	
Water	Water velocity, fps		Water velocity, fps	
	3 ft and less	Over 3 ft	3 ft and less	Over 3 ft
Sea water.....	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Brackish water.....	0.002	0.001	0.003	0.002
Cooling tower and artificial spray pond:				
Treated make-up.....	0.001	0.001	0.002	0.002
Untreated.....	0.003	0.003	0.005	0.004
City or well water (such as Great Lakes).....	0.001	0.001	0.002	0.002
Great Lakes.....	0.001	0.001	0.002	0.002
River water:				
Minimum.....	0.002	0.001	0.003	0.002
Mississippi.....	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schuylkill.....	0.003	0.002	0.004	0.003
East River and New York Bay.....	0.003	0.002	0.004	0.003
Chicago sanitary canal.....	0.008	0.006	0.010	0.008
Muddy or silty.....	0.003	0.002	0.004	0.003
Hard (over 15 grains/gal).....	0.003	0.003	0.005	0.005
Engine jacket.....	0.001	0.001	0.001	0.001
Distilled.....	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Treated boiler feedwater.....	0.001	0.0005	0.001	0.001
Boiler blowdown.....	0.002	0.002	0.002	0.002

† Ratings in the last two columns are based on a temperature of the heating medium of 240 to 400°F. If the heating medium temperature is over 400°F, and the cooling medium is known to scale these ratings should be modified accordingly.

Petroleum Fractions

Oils (industrial):		Liquids (industrial):	
Fuel oil.....	0.005	Organic.....	0.001
Clean recirculating oil.....	0.001	Refrigerating liquids, heating,	
Machinery and transformer oils.....	0.001	cooling, or evaporating.....	0.001
Quenching oil.....	0.004	Brine (cooling).....	0.001
Vegetable oils.....	0.003	Atmospheric distillation units:	
Gases, vapors (industrial):		Residual bottoms, less than	
Coke-oven gas, manufactured		25°API.....	0.005
gas.....	0.01	Distillate bottoms, 25°API or	
Diesel-engine exhaust gas.....	0.01	above.....	0.002
Organic vapors.....	0.0005	Atmospheric distillation units:	
Steam (non-oil bearing).....	0.0	Overhead untreated vapors.....	0.0013
Alcohol vapors.....	0.0	Overhead treated vapors.....	0.003
Steam, exhaust (oil bearing		Side-stream cuts.....	0.0013
from reciprocating engines).....	0.001	Vacuum distillation units:	
Refrigerating vapors (condens-		Overhead vapors to oil:	
ing from reciprocating com-		From bubble tower (partial	
pressors).....	0.002	condenser).....	0.001
Air.....	0.002	From flash pot (no appreci-	
		able reflux).....	0.003

* Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.

Lampiran - 13

TABLE 10. HEAT EXCHANGER AND CONDENSER TUBE DATA

Tube OD, in.	BWG	Wall thick- ness, in.	ID, in.	Flow area per tube, in. ²	Surface per lin ft, ft ²		Weight per lin ft, lb steel
					Outside	Inside	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.285		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.548		0.2183	0.890
	15	0.072	0.858	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
1¼	17	0.058	0.884	0.613	0.3271	0.2314	0.639
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545
	8	0.165	0.920	0.665		0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.962	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
1½	15	0.072	1.11	0.960	0.3925	0.2890	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
	18	0.049	1.15	1.04		0.3015	0.688
	8	0.165	1.17	1.075		0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
1¾	13	0.095	1.31	1.35	0.3925	0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831
	8	0.165	1.40	1.54		0.3670	0.831
	9	0.148	1.40	1.54		0.3670	0.831
	10	0.134	1.40	1.54		0.3670	0.831

Lampiran - 14

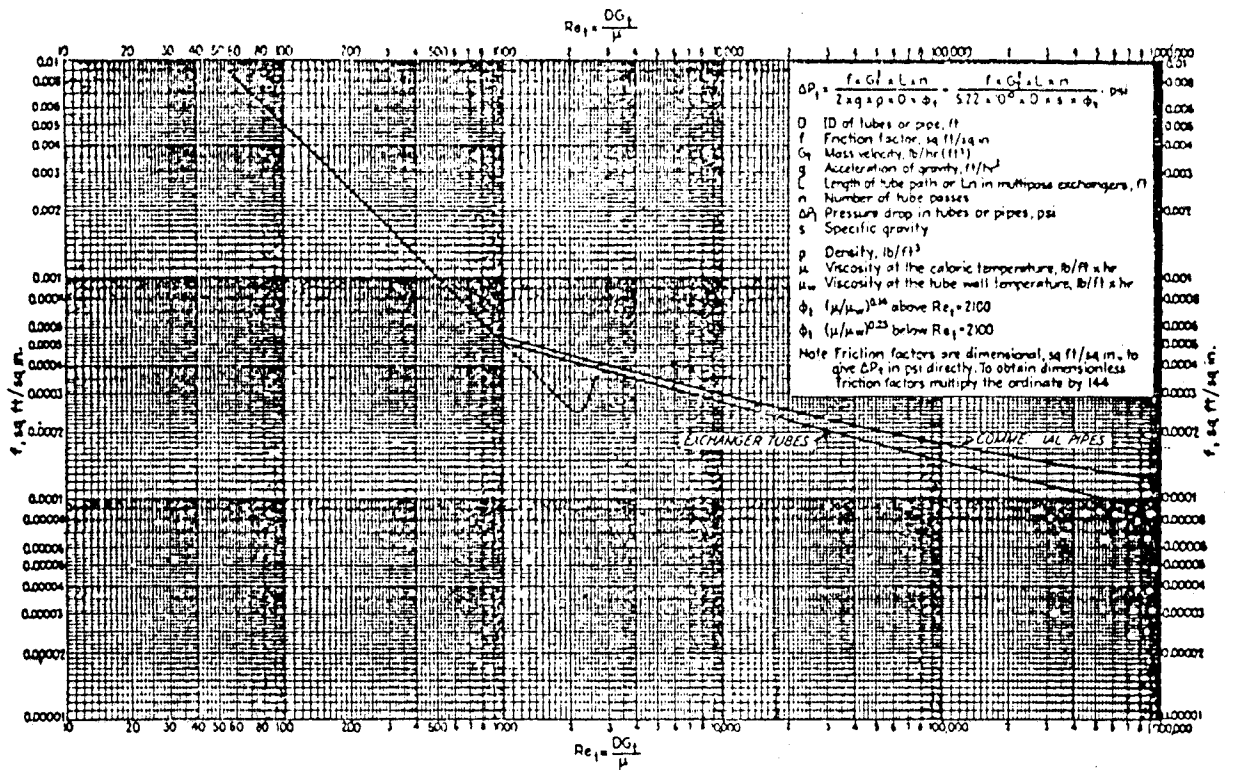


FIG. 26. Tube-side friction factors (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.)

Lampiran - 15

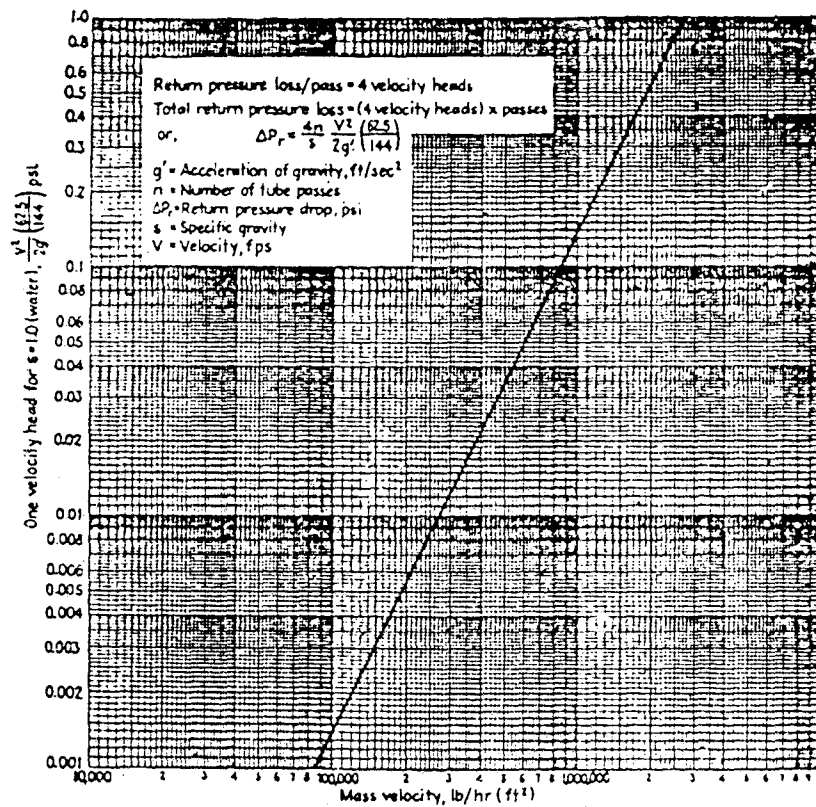


FIG. 27. Tube-side return pressure loss.

Lampiran 16 :

**Data-data teknik dari Mesin Diesel
MAN – B&W type L40/45**

Project Planning
Manual

MAN
B&W

2862 FTK RB 90

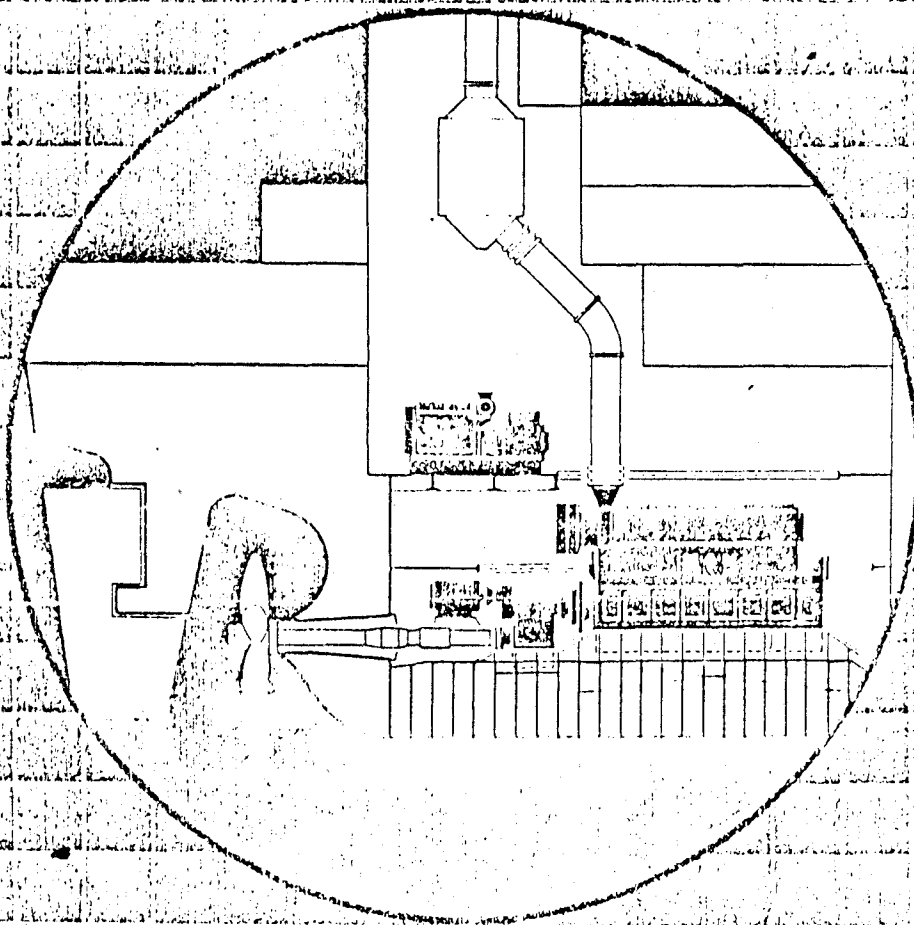
623.872



Poo

4

MILIK
RUANG BACA
Fakultas Teknologi Kelautan
ITS

Four-stroke Diesel Engine L4V 40/45



 	LEISTUNGSTABELLE TABLE OF RATINGS	L-V 40/45	110.40.0 1
---	--	-----------	---------------

		Frequenz Frequency	50 / 60 Hz	
		Polpaare Pairs of poles	5 / 6	
Nenn-drehzahl des Motors Rated speed of engine		1/min	6 0 0	
Mittl. Kolbengeschwindigkeit Mean piston speed		m/s	9,0	
			P	P _E
Zylinderleistung Cylinder rating		kW (PS)	605 (825)	550 (750)
Mittl. effekt. Kolbendruck Mean effective pressure		bar	21,4	19,5
Motortyp Engine type	Zyl. Cyl.		Motorleistung * Engine rating	
6 L 40/45	6	kW (PS)	3630 (4950)	3300 (4500)
7 L 40/45	7		4235 (5775)	3850 (5250) ^v
8 L 40/45	8		4840 (6600)	4400 (6000)
9 L 40/45	9		5445 (7425)	4950 (6750)
12 V 40/45	12		7250 (9900)	6600 (9000)
14 V 40/45	14		8470 (11550)	7700 (10500)
16 V 40/45	16		9680 (13200)	8800 (12000)
18 V 40/45	18		10890 (14850)	9900 (13500)

Niedrigste Betriebsdrehzahl des Motors ca. 180 1/min
Lowest engine operating speed approx.

* Definition der Motorleistung siehe Rückseite.
Definition of engine ratings see overleaf.

M.A.N.

B&W

LEISTUNGSBEREICH ENGINE POWER RANGE

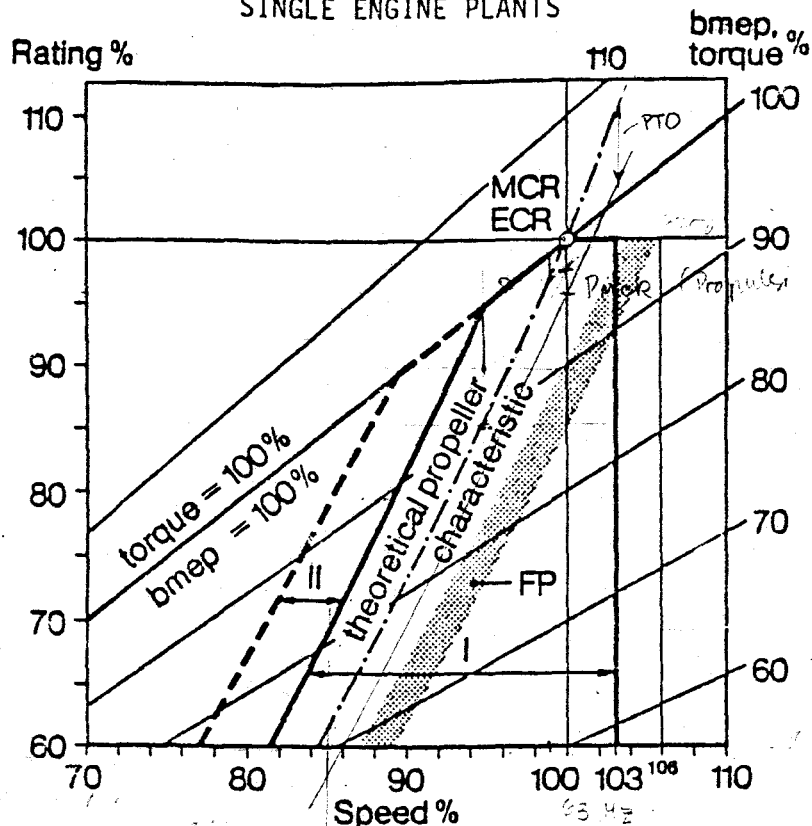
Allgemein 030.00

General 1

Schiffshauptmotoren
mit Festpropeller

Marine propulsion engines
with fixed-pitch propeller

EINMOTORENANLAGEN SINGLE ENGINE PLANTS



Typenerprobung der Motoren erfolgt bei 110% Nennleistung und 103% Nenndrehzahl

Type testing of engines is carried out at 110% rated output and 103% rated engine speed

Nennleistung:

Rated output:

MCR = Maximale Dauerleistung (blockierte Leistung)
ECR = Economy Continuous Rating (blockierte Leistung)

MCR = Maximum Continuous Rating (fuel stop power)
ECR = Economy Continuous Rating (fuel stop power)

- I = Betriebsbereich für DAUERBETRIEB setzt voraus Propellerleichtgängigkeit von 1,5 - 3%, wobei der niedrigere Wert anzustreben ist.
- II = Betriebsbereich vorübergehend zugelassen z.B. beim Beschleunigen, Manövrieren (torque limit).

- I = Operating range for CONTINUOUS SERVICE subject to a propeller lightrunning of 1.5 - 3 %, the lower value being desirable.
- II = Operating range temporarily admissible e.g. during acceleration, manoeuvring (torque limit).

Theoretische Propellerkurve

gilt für voll abgeladenes Schiff nach längerer Betriebszeit, für evtl. vorgesehenen Werkprobelauf mit Nullschubpropeller.

Theoretical propeller characteristic

applies to fully loaded vessel after a fairly long operating time, to possible works trial run or to test run on zerothrust propeller.

FP = Auslegungsbereich für Festpropeller-Antrieb Betriebsbereich auf der Werftprobefahrt unter Bauvertragsbedingungen (z.B. Wetter, Beladungszustand, Wassertiefe usw.) wobei der Drehzahlbereich über 103% bis 106% nur für max. 1 Stunde in Anspruch genommen werden darf.

FP = Design range of fixed-pitch propeller Operating range during sea trials under building contract conditions (such as weather, loading conditions, depth of water, etc.) subject to the engine speed range above 103 - 106 % being used for 1 hour maximum only.

Die Auslegung des Schiffspropellers hängt ab vom Schiffstyp und seinen Einsatzbedingungen. Sie ist die Ausgangsbasis für die Festlegung der im Schiff zu installierenden Antriebsleistung und deshalb grundsätzlich Sache der Werft. Bei Einbau von Wellengeneratoren mit Frequenzregelung ist die neben dem Propulsionsantrieb gleichzeitig benötigte Generatorleistung von der maximalen Dauerleistung (MCR, ECR) abzuziehen.

The propeller design depends upon vessel type and duty. It is always the exclusive responsibility of the yard to determine, on the strength of this, the propulsive power to be installed in the ship.

When installing shaft-driven generators with frequency conversion, the generator rating required apart from the propulsive power must be deducted from the MCR (ECR).

Übertragungsverluste (z.B. Getriebe) sind zu berücksichtigen.

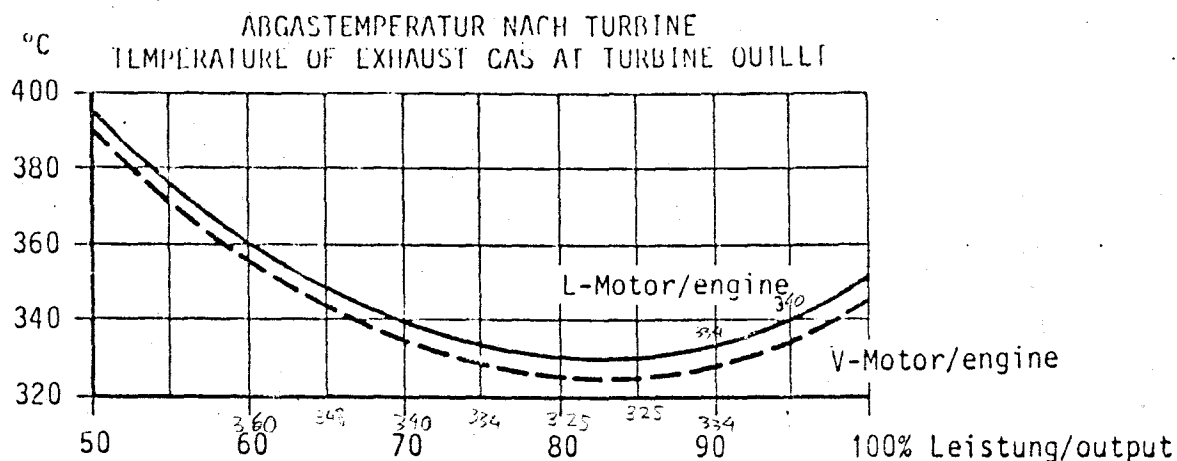
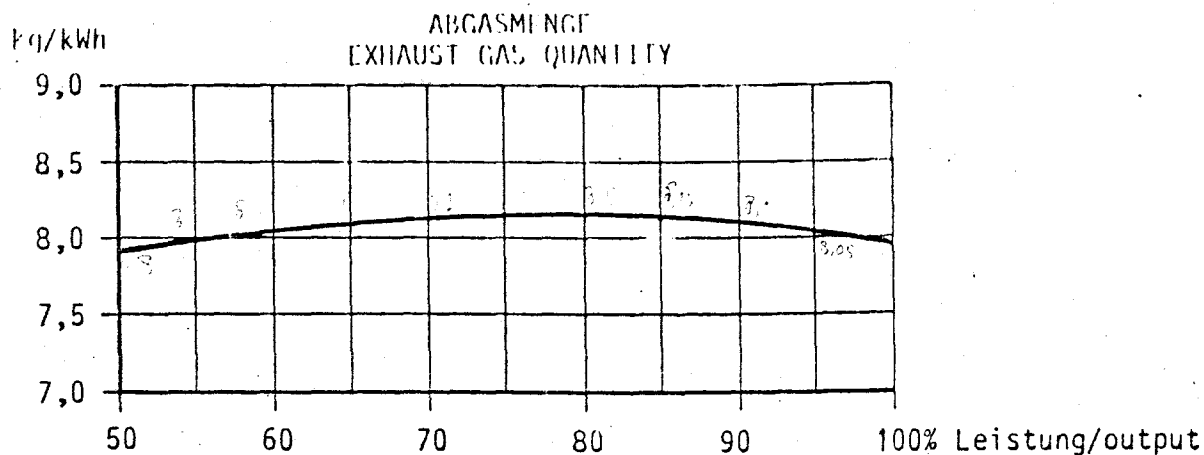
Transmission losses (e.g., gearbox) to be made allowance for

Abgasdaten für Kesselauslegung

Exhaust gas data for rating boilers

PROPELLERBETRIEB / PROPELLER OPERATION

M C R $n = 600 \text{ 1/min}$
 $P = 605 \text{ kW/cyl.}$



Bezugszustand:

Lufttemperatur 20 °C
 Luftdruck 1 bar
 Kühlwassertemperatur
 vor Ladeluftkühler 32 °C

Abgasgegendruck max. 25 mbar

Abgastoleranzen:

Abgasgewicht ± 2 %
 Abgastemperatur ± 15 °C
 Wärmeinhalt - 5 %



Reference conditions:

Air temperature 20 °C
 Air pressure 1 bar
 Cooling water temperature
 before charge air cooler 32 °C

Exhaust gas back pressure max. 25 mbar

Exhaust gas tolerances:

Exhaust gas weight ± 2 %
 Exhaust gas temperature ± 15 °C
 Heat content - 5 %

 	KRAFTSTOFFVERBRAUCH SCHMIERÖLVERBRAUCH FUEL CONSUMPTION LUBE OIL CONSUMPTION	L-V 40/45	120.40.0
			1

			KRAFTSTOFFVERBRAUCH FUEL CONSUMPTION RATE (g/kWh)											
	Drehzahl speed 1/min	Bedingungen conditions 1)	Dauerleistung P und MCR Continuous rating P and MCR											
			L 40/45						V 40/45					
			Last % - load % 2)						Last % - load % 2)					
			110	100	85	75	50	25	110	100	85	75	50	25
konstante Drehzahl constant speed	600	*	195	192	189	191	205	232	192	189	186	188	203	230
		**	198	195	192	194	208	235	195	192	189	191	206	233
Propeller- betrieb propeller operation	600	*	-	192	189	191	203	229	-	189	186	188	201	227
		**	-	195	192	194	206	232	-	192	189	191	204	230
			Verbrauchsoptimierte Dauerleistung P _E und ECR Economy continuous rating P _E and ECR											
konstante Drehzahl constant speed	600	*	189	185	182	185	199	227	186	182	179	182	197	225
		**	192	188	185	188	202	230	189	185	182	185	200	227
Propeller- betrieb propeller operation	600	*	-	185	182	184	197	224	-	182	179	181	195	222
		**	-	188	185	187	200	227	-	185	182	184	198	225

Wichtiger Hinweis:

Werte gültig für Motoren ohne angebaute Pumpen.
Die Kraftstoffverbrauchswerte müssen bei Anbau von Pumpen korrigiert werden.
Der Zuschlag beträgt:
1% (2g/kWh) für jede Schmierölpumpe
0,5% (1g/kWh) für jede Wasserpumpe.

Important Note:

Data valid for engines without mounted pumps.
In case of use of engine-mounted pumps the fuel consumption figures must be revised.
The addition amounts to:
1% (2g/kWh) for each lubricating oil pump
0,5% (1g/kWh) for each water pump.

1) Bedingungen conditions	Lufttemp. air temp.	Lufttemp. nach Ladeluftkühler air temp. after charge-air cooler	Kühlwassertemp. vor Ladeluftkühler cool.water temp. bef. charge-air cooler	Luftdruck air pressure
*	27 °C	45 °C	27 °C	1000 mbar
**	45 °C	50 °C	32 °C	1000 mbar

Unterer Heizwert H_u = 42700 (kJ/kg)

Lower Heat Value LHV = 42700 (kJ/kg)

2) Garantiekraftstoffverbrauch +3% Toleranz. Angabe für 25% und 110% Last "ohne Gewähr".

Warranted fuel consumption +3% tolerance. Consumption at 25% and 110% load "without warranty".